SPIS TRE**Ś**CI

W skrócie2
Nauka i Technika
Paweł LONKWIC Analiza rozwiązań konstrukcyjnych napędów stosowanych w dźwigach elektrycznych Analysis of constructional options of electric elevators drives
Zdzisław IDZIASZEK, Eugeniusz OLEARCZUK Audyt trwałości w eksploatacji szybkostrzelnych armat automatycznych z uwzględnieniem bezpieczeństwa
Audit of durability in operating of fast shooting automatic cannon taking safety into consideration 15 Leonas Povilas LINGAITIS, Šarūnas MIKALIŪNAS, Gediminas VAIČIŪNAS The analysis of wear intensity of the locomotive wheel – sets
Alvydas PIKŪNAS, Bronislovas SPRUOGIS, J. JUREVIČIUS Investigation of reliability of high-pressure fuel pumps
Jan BANASIAK, Jerzy BIENIEK, Jerzy DETYNA Wpływ nachylenia na proces separacji sitowej w kombajnie do zbioru zbóż The influence of the slope on the process sieve separation in the combine harvester to the class of grain
Michael P. WNUK Local and global instabilities in ductile failure
Aktualności
Eugeniusz OLEARCZUK Certyfikacja kompetencji personelu w eksploatowaniu obiektów technicznych

LONKWIC P.: Analiza rozwiązań konstrukcyjnych napędów stosowanych w dźwigach elektrycznych; EiN nr 3/2004, s. 3-14.

Wszystkie rozwiązania konstrukcyjne urządzeń dźwigowych projektowane są z myślą o zapewnieniu jak największego bezpieczeństwa ich użytkowników. Projektowanie tego typu sprzętu oznacza analizę warunków konstrukcyjnych oraz optymalizację z punktu widzenia nośności nominalnej jak również prędkości oraz wysokości podnoszenia. W obecnych czasach firmy projektujące urządzenia dźwigowe zobowiązane są również do spełniania różnego typu wymogów narzucanych przez klientów.

IDZIASZEK Z., OLEARCZUK E.: Audyt trwałości w eksploatacji szybkostrzelnych armat automatycznych z uwzględnieniem bezpieczeństwa; EiN nr 3/2004, s. 15-22.

W pracy omawia się pojęcie trwałości i audytu trwałości. Opisana została istota i procedura audytu oraz przykład, tzw. listy kontrolnej audytu. Skomentowano zagadnienie wykorzystania wyników audytu do walidacji systemu eksploatacji w zakresie trwałości. Wskazano, iż audyt trwałości jest zdeterminowany przez ważną cechę systemu jaką jest bezpieczeństwo.

LONKWIC P.: Analysis of Constructional Options of Electric Elevators Drives; EiN nr 3/2004, s. 3-14.

All the elevator constructional solutions are designed in order to carry the passengers in the possibly safest way. To designing this equipment means analysing construction conditions and optimizing equipment in terms of it's nominal capacity as well as the speed, lifting height, which entails a choice of specific construction solutions. Nowadays, in the constructions sector machine room-less elevators are becoming more and more popular. Depending on what the customers need, the elevator companies have to meet their requirements.

IDZIASZEK Z., OLEARCZUK E.: Audit of durability in operating of fast shooting automatic cannon taking safety into consideration; EiN nr 3/2004, s. 15-22.

Audit of durability in operating of fast shooting automatic cannon taking safety into consideration has been presented in this paper. Authors describe procedure of audit and so-called "audit control list". This study presented application of audit results for validation operating system in durability range. Authors show that audit is determined because of very important system feature, namely safety.

LINGAITIS L. P., MIKALIŪNAS Š., VAIČIŪNAS G.: The analysis of wear intensity of the locomotive wheel - sets; EiN nr 3/2004, s. 23-28.

The wear dynamics of wheel – set tyres of Diesel locomotives was investigated. Based on the results obtained, it is possible to forecast the safe operation period of wheel – set tyres between overhauls, to improve their maintenance and planning of overhauls and to achieve more efficient allocation of resources to the repairs of traction rolling stocks.

PIKŪNAS A., SPRUOGIS B., JUREVIČIUS J.: Investigation of reliability of high-pressure fuel pumps; EiN nr 3/2004, s. 29-32.

This paper presents the research of faults of high-pressure fuel pumps (HPFP) as the main units of fuel equipment having influence on its reliability. Based by example of distributive-type ram HPFP-s, produced in Vilnius (Lithuania), there were examined the main indications of such failures and in accordance with the Waybull's distribution law thwere were determined distributions of frequency of the random failures. Histogram of distribution of the random value, differential function and diagram of failure distribution of the HPFP-s are also presented.

BANASIAK J., BIENIEK J., DETYNA J.: Wpływ nachylenia na proces separacji sitowej w kombajnie do zbioru zbóż; EiN nr 3/2004, s. 33-39.

W artykule przedstawiono teoretyczne rozważania nad koncepcją eksperymentu badawczego wykorzystania sita sekcyjnego o zmiennej geometrii na przykładzie sita żaluzjowego, które jest zastosowane w kombajnie zbożowym pracującym w warunkach nachylenia terenu. BANASIAK J., BIENIEK J., DETYNA J.: The influence of the slope on the process sieve separation in the combine harvester to the class of grain; EiN nr 3/2004, s. 33-39.

In the article one introduced theoretical considering over the conception of the experiment of exploratory using of the sectional sieve about the changeable geometry on the example of the blind sieve which is applied in the working harvester-thresher conditioned of the slope of the ground.

WNUK M. P.: Local and global instabilities in ductile failure; EiN nr 3/2004, s. 40-51.

Catastrophic fracture in ductile solids is usually preceded by a certain amount of quasistatic crack growth that occurs as a result of void expansion and coalescence process associated with large deformations localized in the narrow zone adjacent to the crack leading edge. This zone is subject to a tri-axial state of stress, and its local properties may vary from those of the bulk material. To describe this condition a modified cohesive crack model is suggested based on the mesomechanical law of the S-stress distribution and equipped with the "fine structure" feature that is lacking in the standard model.

Subcritical crack growth may be likened to the phenomenon of "preliminary displacements" known in the studies encountered in the physics of tribology. Microscopic sliding of a solid block placed on an elastic-plastic substrate located on the inclined plane is observed to begin at angles somewhat smaller than the critical angle $\theta = \tan^{-1}(\mu)$, where μ denotes the coefficient of friction. With careful observational techniques these displacements can indeed be measured. Likewise, in the course of the early stages of ductile fracture, quasistatic crack growth is detected between the lower bound $K_1 = K_{ini}$, tantamount to the onset of stable growth, and the upper bound $K_1 = K_1$, equivalent to occurrence of the catastrophic failure. While K_{ini} is believed to be a material constant, the other quantity, K_1 , is determined not only by the material properties, but it also depends on specimen geometry, crack configuration and type of the external loading. The exact shape of the terminal instability locus represented in the plane (load, crack length) must be established by employment of the R-curve technique, in which the second variations of the energy terms are involved.

When the Liapunov criterion is invoked, then it appears that the propagation of a stable crack should be viewed as a sequence of local instability states, while transition to an unstable propagation becomes equivalent to the loss of global stability, as then the entire component breaks up. A moving quasistatic crack is described on the basis of the Wnuk criterion of final stretch, which leads to the nonlinear differential equations governing the resistance curves for various materials. Both the ductile and brittle limits of material response are discussed.

One of the essential results of this study is the partition of energy available for fracture within the end zone, accomplished by means of considerations of the pre-fracture states developed at the meso-level. This, in turn, leads to a discovery of the energy screening effect, which manifests itself by a significant enhancement of material fracture toughness prior to the catastrophic failure state. Such phenomena are being confirmed by the brilliant experimental work of the Panin group in Tomsk, and Popov's team in Berlin.

NAUKA I TECHNIKA

Paweł LONKWIC

ANALIZA ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH NAPĘDÓW STOSOWANYCH W DŹWIGACH ELEKTRYCZNYCH ANALYSIS OF CONSTRUCTIONAL OPTIONS OF ELECTRIC ELEVATORS DRIVES

Wszystkie rozwiązania konstrukcyjne urządzeń dźwigowych projektowane są z myślą o zapewnieniu jak największego bezpieczeństwa ich użytkowników. Projektowanie tego typu sprzętu oznacza analizę warunków konstrukcyjnych oraz optymalizację z punktu widzenia nośności nominalnej jak również prędkości oraz wysokości podnoszenia. W obecnych czasach firmy projektujące urządzenia dźwigowe zobowiązane są również do spełniania różnego typu wymogów narzucanych przez klientów.

Słowa kluczowe: dźwig, projektowanie, układy napędów, dźwigi bez maszynowni

All the elevator constructional solutions are designed in order to carry the passengers in the possibly safest way. To designing this equipment means analysing construction conditions and optimizing equipment in terms of it's nominal capacity as well as the speed, lifting height, which entails a choice of specific construction solutions. Nowadays, in the constructions sector machine room-less elevators are becoming more and more popular. Depending on what the customers need, the elevator companies have to meet their requirements.

Key words: elevator, desiging, drive systems, machine roomless elevators

1. Wstęp

Wszystkie rozwiązania konstrukcyjne dźwigów mają na celu jak najbezpieczniej przewiezienie pasażerów. Konstruowanie tych urządzeń sprowadza się do analizy warunków budowlanych, optymalizacji urządzenia pod względem: udźwigu nominalnego, prędkości, doboru napędu oraz wybrania konkretnego rozwiązania konstrukcyjnego. Ze względu na różnorodność oferowanych kombinacji, podział dźwigów do użytku publicznego przedstawia rys. 1 i rys. 2.

W obecnych czasach w branży budowlanej coraz częstszym rozwiązaniem stają się dźwigi bez maszynowni. Główną zaletą tych dźwigów jest to, że nie potrzeba dodatkowego pomieszczenia na maszynownię. W zależności od oczekiwań klienta, firmy dźwigowe muszą wychodzić naprzeciw stawianym wymaganiom [3].

1. Introduction

All the elevator constructional solutions are designed in order to carry the passengers in the possibly safest way. Designing this equipment means analysing construction conditions and optimizing equipment in terms of its nominal capacity as well as the speed, lifting height, which entails a choice of specific construction solutions. As regards variety of offered combinations, public utility elevators can be divided as shown in Figures 1 and 2.

Nowadays, in the constructions sector machine roomless elevators are becoming more and more popular. The biggest advantage is that no extra place for a machine room is needed. Depending on what the customers need, the elevator companies have to meet their requirements [3].



Rys. 1. Podział napędów ze względu na sposób przenoszonego napędu Fig. 1. Types of drive units in tarns of gear system



Rys. 2. Podział napędów ze względu na rodzaj napędu elektrycznego Fig. 2. Types of elektric drive

2. Rys rozwojowy

Dotychczasowe rozwiązania konstrukcyjne dźwigów przewidywały różne konfiguracje, które przedstawione są na rysunkach zamieszczonych poniżej. Dźwigi był konfigurowane z maszynowniami głównie nad szybem. Obecnie spotyka się również rozwiązania z maszynowniami na dole obok szybu, bez maszynowni oraz w konfiguracjach z opasaniem pojedynczym lub podwójnym. W skrajnych przypadkach spotyka się również konfiguracje z linami wyrównawczymi.

2. Development Outline

The constructional solutions of elevators that have existed so far, referred to different configurations as shown in the Figures below. Elevators were combined with machine rooms mainly above a shaft. Today, we can also see elevators designed with machine rooms at the bottom next to a shaft, machine roomless and with single or double roping. In certain cases, there are also configurations with balance ropes.

3. Formy przeniesienia napędu w dźwigach ciernych linowych

3.1. Układ z przełożeniem 1:1 oraz maszynownią nad szybem

Na rys. 3 przedstawiony jest jeden z najbardziej klasycznych schematów konfiguracji dźwigu osobowego [2]. Głównymi cechami tej konfiguracji są: przełożenie 1:1¹, maszynownia nad szybem oraz pojedyncze opasanie². Dźwigi te były opracowane dla potrzeb budownictwa jako standardowe rozwiązania, co można zaobserwować w wysokich budynkach (wieżowcach), że większość dźwigów jest bardzo podobna. Do przekazywania napędu zastosowano napędy na bazie wciągarek³ R4 oraz R5.

Kolejnym typowym rozwiązaniem jest układ pokazany na rys. 4. Przedstawiony układ jest w zasadzie identyczny do powyższego, różni się tylko tym, że liny nośne podwójnie opasywały koła: cierne i zdawcze. Taka konfiguracja była stosowana nie tylko do dźwigów osobowych, ale bardzo dobrze sprawdzała się w dźwigach towarowych o udźwigach powyżej 1000 kg.

3.2. Układ z przełożeniem 2:1 oraz maszynownią nad szybem

Nowsze rozwiązanie dźwigu przedstawia rys. 5 [2]. Taki układ charakteryzuje się przełożeniem 2:14 i maszynownią nad szybem. Konstrukcja niektórych zespołów różni się od układów, przedstawionych na rysunku 1 i 2. Dźwigi, w których zastosowano tego typu konfigurację posiadają zawieszenia lin nośnych, które znajdują się w maszynowni. Wciągarka jest posadowiona na ramie, która zapewnia uniesienie koła ciernego na taką wysokość, aby nie następowała kolizja pomiędzy kołem, a posadzką w maszynowni. Na ramie kabinowej oraz ramie przeciwwagi znajdują się również koła linowe. Dzięki takiemu rozwiązaniu można skonfigurować układ na wciągarce, której prędkość jest dwa razy większa od zakładanej prędkości dźwigu, a udźwig statyczny jest dwa razy mniejszy od udźwigu w klasycznym układzie 1:1. Rozwiązanie to daje możliwość zastosowania układu w budynkach,

3. Forms of Gear Systems in Friction Elevators

3.1. Ratio System 1:1 and Machine room above a Shaft

In Figure 3, there is one of the most typical schemes of passenger elevator configurations [2]. The main characteristics for this configuration are $1:1^1$ ratio, machine room above a shaft and a single roping². These elevators were prepared for the requirements of a construction sector as a standard solution, which could have been observed in high buildings (high-rises) so most of the elevators are very similar. In order to transmit a drive, there were used drives based on R4 and R5 drive units³.

The typical solution is a system shown in Figure 4. The presented form is generally the same that the previous one; the only difference is that lifting ropes were double roped around a sheave and a diverted pulley. Such a configuration was used not only for passenger elevator but also in freight elevator over 1000 kg turned out to be well used.

3.2. Ratio System 2:1 and Machine room above a Shaft

The newest elevator solution is in Figure 5 [2]. The characteristics of such a system are 2:1⁴ roping and a machine-room above a shaft. Construction of some components is different than systems presented in Figures 1 and 2. Elevators with such a configuration have lifting ropes suspension located in a machine room. Drive unit is set on a frame, which enables to lift a sheave to such a level so that there was no collision between a sheave and a floor in a machine room. In addition, on a cabin frame and a counterweight frame there are friction wheels. Thanks to such a solution, it is possible to set a configuration on a driver, which speed is double than assumed speed of an elevator and a static capacity is half of the capacity in a traditional 1:1 system. This option gives a possibility to use the system in buildings where a lifting height is up to 35 m. This option requires additional holes

¹ Jako przełożenie 1:1 rozumiane jest przełożenie prędkości w stosunku: na 1 m/s prędkości nominalnej wciągarki, kabina porusza się również z prędkością 1 m/s.

^{1:1}roping means the following: for 1 m/s of nominal driver speed, cabin travels with 1 m/s speed as well.

² Pojedyncze opasanie jest to liczba opłotów koła ciernego poprzez liny nośne.

Single roping stands for a number of lifting ropes around sheave.

³ Wciągarka jest to zespół reduktora, silnika elektrycznego, hamulca dwuszczękowego i sprzęgła, najczęściej kłowego

Driver is a set of reduction gear, electric motor, shoe brake, and cluch, in most cases jaw clutch

⁴ Jako przełożenie 2:1 rozumiane jest przełożenie prędkości w stosunku: na 2 m/s prędkości nominalnej wciągarki, kabina porusza się z prędkością 1 m/s.

^{2:1} ratio means the following: for 2 m/s of nominal driver speed, cabin travels with 1 m/s speed.



- Rys. 3. Klasyczna konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem i przełożeniem 1:1: a) bez koła zdawczego, b) z kołem zdawczym: 1-koło cierne, 2-koło zdawcze, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina nośna
- Fig. 3. Classical (standard) configuration of a single roping elevator and 1:1 ratio: a) without a diverted pulley, b) with a diverted pulley: 1-sheave, 2-diverted pulley, 3-cabin, 4-counterweight, 5-lifting rope



- Rys. 5. Konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem i przełożeniem 2:1 z kołami pośrednimi na kabinie i przeciwwadze: 1-koło cierne, 2-zawieszenia lin nośnych, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina nośna
- Fig, 5. Configuration of a single roping elevator with 2:1 ratio with indirect wheels on a cabin and a counterweight: 1-sheave, 2-lifting ropes suspension, 3-cabin, 4-counterweight, 5-lifting rope



- Rys. 4. Klasyczna konfiguracja dźwigu z podwójnym opasaniem i przelożeniem 1:1 z kołem zdawczym: 1-koło cierne, 2-koło zdawcze, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina nośna.
- Fig. 4. Classical (standard) configuration of a double roping elevator and 1:1 ratio with & diverted pulley: 1-sheave, 2-diverted pulley, 3-cabin, 4-counterweight, 5-lifting rope



- Rys. 6. Konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem i przełożeniem 2:1 z kołami pośrednimi na kabinie i przeciwwadze oraz kołami kierującymi w maszynowni: 1-koło cierne, 2-zawieszenia lin nośnych, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina nośna, 6-koła kierujące
- Fig. 6. Configuration of a single roping elevator and 2;1 ratio with indirect wheels on a cabin and counterweight and guide wheels in a machine room: 1-sheave, 2-lifting ropes suspension, 3-cabin, 4-counterweight, 5-lifting rope, 6-guide wheels

w których wysokość podnoszenia przekracza 35 m. Rozwiązanie to wymaga zastosowania dodatkowych otworów w stropie maszynownia-szyb, które są niezbędne do poprowadzenia lin nośnych, co z kolei wiąże się z dodatkowymi punktami obciążeń stropu. Ta forma przekazania napędu jest korzystna dla większości typów dźwigów, zwłaszcza, gdy układ masowy kabiny i przeciwwagi nie zapewnia zadowalających warunków tarcia lub wynika to z warunków budowlanych, że taka konfiguracja będzie najwłaściwsza.

Innym typem powyższego rozwiązania jest konfiguracja przedstawiona na rys. 6 [2]. Przedstawiony układ w odróżnieniu od typowego układu 2:1 posiada w maszynowni zespół dodatkowych kół linowych, umieszczonych w maszynowni, a w szybie tor lin jest realizowany przez zespół kół linowych, umieszczonych nad kabiną i przeciwwagą. Zawieszenie lin jest realizowane jako oddzielny zespół konstrukcyjny umieszczony w maszynowni. Należy tutaj zwrócić uwagę, że tego typu dźwigi wymagają dokładnej analizy obciążeń stropu w maszynowni, ze względu na dużą liczbę otworów służących do prowadzenia lin nośnych.

3.3. Układ z przelożeniem 2:1 oraz z maszynownią umieszczoną w dolnej części szybu

Następny przykład układu 2:1 przedstawiony jest na rys. 7 [1]. Przedstawione rozwiązanie dźwigu z dolną maszynownią, która musi graniczyć z szybem dźwigu przez ścianę. Prowadzenie lin realizowane



- Rys. 7. Konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem i przełożeniem 2:1 oraz dolną maszynownią z kołami pośrednimi umieszczonymi w nadszybiu: 1-koło cierne, 2-koła pośrednie, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina nośna
- Fig. 7. Configuration of a single roping elevator and 2:1 ratio and machine room at the bottom with indirect wheels in headroom: 1-sheave, 2-indirect wheels, 3-cabin, 4-counterweight, 5-lifting rope

in a ceiling between machine room-shaft, which are necessary to lead lifting ropes, which consequently is connected with additional points of ceiling load. This form of drive transmission is good for most types of elevators, especially when a mass layout of a cabin and a counterweight does not provide with satisfactory friction conditions or when it is resulted by the building conditions so such a configuration will be the most correct.

Another type of the above option is configuration as shown in 6 [2]. Presented layout, different from typical 2:1 system, has the extra set of rope wheels in a machine room, and in a shaft the ropes rout is driven by a set of rope wheels situated over a cabin and a counterweight. Suspension of the ropes is made by a separate constructional component located in a machine room. It must be stressed that this type of elevators require a detailed analysis of ceiling load in a machine room due to a large number of holes used to lead lifting ropes.

3.3. Ratio System 2:1 and a Machine room Situated at the Bottom of a Shaft

The next example of 2:1 system is in Figure 7 [1]. This is an elevator with a machine room in the bottom, which must border on an elevator shaft through the wall. The set of rope wheels lead ropes



- Rys. 8. Konfiguracja dźwigu z podwójnym opasaniem, dolną maszynownią oraz z kołami pośrednimi umieszczonymi w nadszybiu: 1-koło cierne, 2-koła zdawcze, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina nośna, 6 - koła pośrednie
- Fig. 8. Configuration of a double roping elevator, machine room at the bottom and indirect wheels in headroom: 1-sheave, 2-diverted pulley, 3-cabin, 4-counterweight, 5-lifting rope, 6-indirect wheels

jest poprzez zespół kół linowych umieszczonych na zespole belek znajdujących się w nadszybiu rys. 13. Konstrukcja ta może być oparta na podporach kotwionych do ścian szybu lub oparta w otworach wykonanych w ścianach szybu. Przełożenie takiego układu wynosi 2:1 i posiada opasanie pojedyncze. Dla takiego rozwiązania konstrukcja zespołu napędowego powinna być wykonana z wydłużonym wałem, na którym znajduje się koło cierne. Ponadto zespół napędowy posadowiony jest na ramie, która jest kotwiona do ścian otworu pomiędzy maszynownią, a szybem, co zapewnia stabilną pracę zespołu napędowego. Konstrukcja taka może być wyposażona w dodatkowe koło linowe odchylające tor lin nośnych. Na rys. 8 [4] przedstawiony jest układ dźwigu z dolną maszynownią, podwójnym opasaniem oraz przełożeniem 2:1. W tym przypadku, maszynownia również musi sąsiadować z szybem oraz zespół napędowy musi mieć wydłużony wał z kołem ciernym. Prowadzenie lin nośnych odbywa się podobnie ja na rys. 7 poprzez zespół kół linowych zamocowanych na belkach umieszczonych w nadszybiu. Konstrukcja ramy zespołu napędowego musi być tak zaprojektowana, aby była możliwość zamontowania dodatkowego koła linowego w celu uzyskania podwójnego opasania. Poza wymienionymi cechami, układ nie różni się niczym od układu przedstawionego na rys. 7

Kolejną formę przeniesienia napędu przedstawia rys. 9, na której przedstawiona jest konfiguracja dźwigu z dolną maszynownią i przełożeniem, 2:1 ale z pojedynczym opasaniem koła ciernego. Tak

located on beams in headroom as in 13. This structure can be supported and mounted to shaft walls or leaned against in holes made in shaft walls. The ratio of such a system is 2:1 and has a single roping. For such a solution, structure of a drive unit should be made with a longer shaft where a sheave is situated. Additionally, a drive unit is on a frame, which is mounted to the holes wall between a machine room, a shaft that makes operation of a drive unit stable. Such a construction can be additionally equipped with extra rope wheel, deviating the route of lifting ropes. In Figure 8 [4] there is a layout of a machine room elevator with a machine room on the bottom, double roping and 2:1 ratio. In this case, machine room has to be next to a shaft and a drive unit must have a longer shaft with a sheave. Ropes are lead similarly as in Figure 7 by a set of rope wheels mounted to beams in headroom. The structure of a drive unit frame must be designed to give a possibility to install an extra rope wheel in order to have double roping. Apart from the listed features, this layout is no different from the one in Figure 7.

The other form to transmit drive is shown in Figure 9 with presented elevator configuration with bottom machine room and 2:1 roping but with a single roping around a sheave. Alike in the descriptions above, ropes are lead by a set of beams with sheaves located in headroom and sheaves that, depending on the option, can be above or below a cabin and over a counter-



- Rys. 9. Konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem, dolną maszynownią oraz z kołami pośrednimi umieszczonymi w nadszybiu: 1-koło cierne, 2-lina nośna, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-koła pośrednie
- Fig. 9. Configuration of a single roping elevator, machine room at the bottom and indirect wheels in headroom: 1-sheave, 2-lifting rope, 3-cabin, 4-counterweight, 5-indirect wheels



- Rys. 10. Konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem, górną maszynownią oraz z linami wyrównawczymi: 1-koło cierne, 2-lina nośna, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-lina wyrównawcza, 6-koło prowadzące liny
- Fig. 10. Configuration of a single roping elevator, machine room at the top and balance ropes: 1-sheave, 2-lifting rope, 3-cabin, 4-counterweight, 5-balance rope, 6-wheel leading balance ropes

jak w powyższych opisach liny są prowadzone przez zespół belek z kołami znajdującymi się w nadszybiu, oraz koła, które w zależności od rozwiązania mogą znajdywać się nad lub pod kabiną i nad przeciwwagą. Liny nośne mocowanie są z jednej strony na belkach z drugiej strony na specjalnym zawieszeniu umieszczonym także w nadszybiu, ale po przeciwnej stronie niż belki. Wszystkie powyższe konfiguracje wymagają bardzo dokładnej analizy geometrycznej szybu windowego oraz rozmieszczenia otworów w stropie maszynownia – szyb [4].

3.4. Układy z linami wyrównawczymi

Przy projektowaniu dźwigów osobowych, zwłaszcza o dużej wysokości podnoszenia (powyżej 30 m), należy dokonać bardzo dokładnej analizy obliczeniowej dotyczącej spełnienia warunków cierności oraz nacisków na kole ciernym. Z uwagi na dużą wysokość podnoszenia bardzo poważną role odgrywa ciężar lin nośnych, który w wielu przypadkach musi być kompensowany linami wyrównawczymi. Liny wyrównawcze są to liny zamocowane pod kabiną i z drugiej strony pod przeciwwagą i prowadzone są poprzez koło umieszczone w podszybiu. Z uwagi na umieszczenie zespołu koła w podszybiu, należy zapewnić odpowiednią głębokość tego podszybia. Rys. 10 i 11 [2] przedstawiają rozwiązania układów dźwigów z linami wyrównawczymi. Same układy przeniesienia napędu nie różnią się od tych opisanych wyżej. Jedyna różnica wynika z układu prowadzenia lin wyrównawczych. Przy stosowaniu układów z linami wyrównawczymi, istnieje możliwość zastosowania wciągarek o mniejszej mocy, ale o nieznacznie większym udźwigu statycznym w stosunku do układów bez lin wyrównawczych.

4. Nowe tendencje rozwojowe

W światowych rozwiązaniach konstrukcyjnych, przeważają dźwigi bez maszynowni, ale zdarzają się również konstrukcje dźwigów z maszynowniami w dolnej części szybu. Ze względów oszczędnościowych staje się to coraz większym standardem w tej branży. Takie rozwiązanie dyktują przede wszystkim klienci. Zaletą rozwiązania dźwigu bez maszynowni jest to, że nie ma potrzeby budowania dodatkowego pomieszczenia na maszynownię. Sterowanie umieszczane jest zazwyczaj przy drzwiach przystankowych na poziomie wytyczonego przystanku lub nad drzwiami przystankowymi. W dźwigach bez maszynowni napęd dźwigu umieszczany jest w zależności od rozwiązania konstrukcyjnego, w podszybiu lub podwieszony w nadszybiu, na stalowej konstrukcji w postaci belek opartych na stropie szybu. Wszystkie dodatkowe elementy tj.: ogranicznik prędkości i moweight. On one side, lifting ropes are mounted to the beams and on the other side to the special suspension also located in headroom but on the opposite side to beams. All the above configurations require a deep geometrical analysis of an elevator shaft and layout of holes in the ceiling between machine room and a shaft [4].

3.4. Systems with Balance Ropes

When designing passenger elevators, especially with a lifting height (over 30 m), there must be conducted a profound computing analysis, which concerns meeting friction conditions and pressure on a sheave. Due to a very large lifting height, a very serious rope plays a weight of lifting ropes, which in many cases mast be compensated with lifting ropes. Balance ropes are ropes mounted below a cabin and under a counterweight on the other side and are lead by a sheave located in a pit. Because of a localization of a wheel unit in a pit, the pit must be appropriately deep. Figures 10 and 11 [2] show solutions of elevator options with balance ropes. The drive transmission systems are the same that described above. The only difference is how the balance ropes are lead. Using balance ropes options, it is possible to use drive units with less power but with a bit more static capacity compared to options without balance ropes.

4. New Development Tendencies

Among the most common constructional solutions in the elevator sector are machine roomless elevators. as well as elevators with the machines located in the bottom part of a shaft. Those solutions grow on more and more thanks to their cost-saving features. Such solutions are dictated by the clients. The advantage of a machine roomless elevator is that it does not require any special place for a machine. Usually, a control system is situated next to shaft door on a chosen level or above shaft doors. In machine roomless elevators, depending on a constructional option, a drive unit is located in a pit or placed in the headroom, on a steel structure made of beams on a shaft ceiling. All the additional elements, i.e. speed governor and mounting of lifting ropes are located in a shaft. The disadvantage of these solutions is the lack of space because components are placed very tight with each



- Rys. 11. Konfiguracja dźwigu z pojedynczym opasaniem i przełożeniem 2:1 z linami wyrównawczymi: 1-koło cierne, 2-liny nośne, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-koło prowadzące liny wyrównawcze, 6-liny wyrównawcze, 7-zawieszenia lin nośnych.
- Fig. 11. Configuration of a single roping elevator and 2:1 ratio with balance ropes: 1-sheave, 2-lifting rope, 3-cabin, 4-counterweight, 5-balance rope, 6-wheel leading balance ropes, 7-lifting ropes suspension

cowanie lin nośnych umieszczane są w szybie. Wadą tych rozwiązań jest to, że w szybie dźwigu jest bardzo mało miejsca ze względu na bliskie położenie podzespołów. Bez dokładnej analizy warunków budowlanych istnieje również możliwość kolizji zespołów dźwigu np.: ocierania lin nośnych o kabinę w górnym położeniu. W celu uniknięcia jakichkolwiek nieprawidłowości należy przeprowadzić bardzo dokładną analizę rozmieszczenia wszystkich zespołów dźwigu z uwzględnieniem odchyłek ścian szybu. Analiza taka umożliwi uniknięcie błędów konfiguracyjnych, a później konstrukcyjnych [4].

Dźwigi bez maszynowni charakteryzują się układem 2:1 oraz małą średnicą koła ciernego (360–400 mm). Napędy te mogą być stosowane z powodzeniem do dźwigów z udźwigiem nominalnym do 630 kg bez lin wyrównawczych lub dla udźwigu od 630 do 1000 kg z linami wyrównawczymi. Liny wyrównawcze zazwyczaj są zalecane przez producenta napędu dla zapewnienia prawidłowej pracy jak również dla uzyskania odpowiednich sił tarcia na kole ciernym. Konfiguracja dźwigu bez maszynowni przedstawiona jest na rys. 12.

Cała konfiguracja dźwigów bez maszynowni polega na rozmieszczeniu zespołów w szybie. Główne zespoły dźwigu nie różnią się od tradycyjnego układu. Zespoły, które w zasadzie nie ulęgają zmianom konstrukcyjnym w stosunku do tradycyjnych układów



- Rys. 12. Konfiguracja dźwigu bez maszynowni z przełożeniem 2:1: 1-koło cierne, 2-liny nośne, 3-kabina, 4-przeciwwaga, 5-koła prowadzące liny nośne pod kabiną, 6-koło pośrednie nad przeciwwagą, 7-zawieszenia lin nośnych
- Fig. 12. Configuration of a machine roomless elevator with 2:1 ratio: 1-sheave, 2-lifting rope, 3-cabin, 4-counterweight, 5-wheels leading lifting ropes under a cabin, 6-indirect wheel above counterweight, 7-lifting ropes suspension

other. Without a close analysis of the construction conditions, there is also a possibility of collision between elevator components, e.g. lifting ropes can rub against a cabin in its high position. In order to avoid any problems, there should be made a close analysis where all its components are located, considering the deviation of shaft walls. Such analysis will help to avoid configurational errors and constructional errors afterwards [4].

The machine roomless elevators are characterized by the 2:1 system and the small sheave diameter of 360-400 mm. Those drive units can be successfully used in elevators of 630 kg capacity with no balance ropes or 630-1000 kg capacity with balance ropes. The balance ropes are usually recommended by the drive unit manufacturer in order to provide with proper operation as well as to obtain the right friction forces on a sheave. The machine roomless elevator configuration is shown on the scheme 12.

The whole configuration of machine roomless elevators is about the proper place of components in a shaft. The main components are no different from the traditional layout. Among the components that basically remain the same, like in the traditional constructions, are a cabin, position of bumpers in a pit, a counterweight frame with a wheel. The other components are much different according to the functions they have. A drive unit is installed in a shaft on special

NAUKA I TECHNIKA



- Rys. 13. Rysunek przedstawiający układ belek pośrednich w nadszybiu dla dźwigu z dolną maszynownią i przełożeniem 2:1: 1-koła kierunkowe, 2-lina nośna, 3-belki, 4-zawieszenie lin nośnych
- Fig. 13. Indirect beams layout in headroom for elevalor with a machine-room al the bottom and 2:1 ratio: 1-guide wheels, 2-lifting rope, 3-beams, 4-lifting ropes suspension

to: kabina, umieszczenie zderzaków w podszybiu, przeciwwaga ramowa z kołem. Pozostałe zespoły różnią się zasadniczo w zależności od spełniających funkcji. Zespół napędowy jest instalowany w szybie na specjalnych belkach, które są kotwione do stropu. Napęd może być umieszczony w nadszybiu lub podszybiu. Drugą istotną zmianą jest długość lin, która w przypadku dźwigu bez maszynowni jest około 60% dłuższa w stosunku do liny dla konfiguracji z rys. 4 lub 5. Wynika to z układu prowadzenia tych lin pomiędzy zespołami, co przedstawia rys. 14 [2]. Dźwig bez maszynowni jest układem, 2:1 co daje korzystniejszy rozkład obciążeń na wale napędu w stosunku do tradycyjnego napędu. Są to zalety, które przewyższają dźwigi z maszynowniami. Wciągarka dla dźwigu bez maszynowni przedstawiona jest na fot. 1 [5].

5. Analiza chłonności rynku

Obecnie można zaobserwować wzrost zamówień na mniej typowe konfiguracje dźwigów niż miało to miejsce np.: w latach 80 – 90. Zaczynają dominować konfiguracje dźwigów w układach 2:1 z maszynowniami w dolnej części szybu oraz bez maszynowni, chociaż, nie obserwuje się spadku zainteresowania dźwigami w standardowej konfiguracji. Dźwigi bez maszynowni są o około 15 do 20% droższe od standardowych konfiguracji. Na rys. 15 [6] przedstawiony jest wzrost ilości montowanych dźwigów bez maszynowni na rynku niemieckim w okresie 1999 - 2002. Z wykresów widać, że ilość montowanych urządzeń beams, which are fastened to the ceiling. The drive can



- Rys. 14. Przykładowy schemat olinowania dźwigu z dolna maszynownią i przełożeniem 2,1: 1-koło cierne, 2-liny nośne, 3-koła pośrednie pod kabiną, 4-koło pośrednie nad przeciwwagą, 5-koła prowadzące liny nośne nad belką w nadszybiu, 6-linia oznaczająca położenie belek w nadszybiu, 7-zawieszenia lin nośnych
- Fig. 14. Example of an elevator roping with machine room at the bottom and 2:1 ratio: 1-sheave, 2-lifting ropes, 3-indirect wheels under a cabin, 4-indirect wheel over counterweight, 5-wheels leading lifting ropes beam in headroom, 6-1 ine showing position of beams in headroom, 7-lifting ropes suspension

be placed either in the headroom or in a pit. The second important thing is the change in ropes length. In case of machine roomless elevator, the rope can be some 60 % longer than the rope in configuration shown in Figures 4 or 5. This results from the way the ropes are lead between components as presented on the scheme 14 [2]. The machine roomless elevator is a 2:1 system, which gives a better load balance on a drive shaft than in a traditional drive. These advantages make the machine roomless elevators surpass elevators with machine rooms. The driver for a machine roomless elevator is shown in Picture 1 [5].

5. Market Absorption

Today, we can see a growing number of orders for less typical elevator configuration than it was in the 80s or 90s. 2:1 ratios with machine rooms at the bottom of a shaft and machine roomless systems start to be dominating although there is no decrease in interest in elevators with standard configuration. Machine roomless elevators are about 15 to 20% more expensive than standard configurations. In Figure 15 [6] you can see the growth of machine roomless elevators installed in Germany from 1999 until 2002. We see that a number of installed machine roomless elevators is large compared to the Polish market, where some 20 units are installed. The reason for that

NAUKA I TECHNIKA



Fot. 1. Wciągarka firmy Montanarii przystosowana do dźwigów bez maszynowni w układzie 2:1 Pict. 1. Drive from Montanarii adapted to machine roomless elevator with 2:1 ratio

tego typu jest duża w stosunku do rynku Polskiego, gdzie montuje się około 20 sztuk rocznie. Jest to spowodowane wielkością budżetu przewidzianego na dane inwestycje. Na podstawie rys. 15 można wnioskować, że budżet na inwestycje budowlane na rynku niemieckim jest wyższy niż na polskim. is an amount of budget for this kind of investments. Based on this graph we can conclude that a budget for building investments on the German market is higher than in Poland.



Rys. 15. Ilość montowanych dźwigów bez maszynowni w Niemczech Fig. 15. Number of machine roomless elevators installed in Germany

6. Wnioski końcowe

Jak wynika z powyższych charakterystyk konstruktorzy starają się poprawiać i udoskonalać istniejące rozwiązania. Z obserwacji rozwoju dzisiejszego rynku i rosnących potrzeb rynku można stwierdzić, że dźwigi bez maszynowni nie są ostatnimi ograniczeniami w łańcuchu rozwoju konstrukcji wind, które zapanują w codziennym życiu. Rosnące potrzeby i wymagania

6. Final Conclusions

As presented above, the designers try to enhance and improve existing solutions. The observations of the contemporary market and its growing demands show that the machine roomless elevators are not the final solution in a row of elevator constructions for the everyday use. The growing needs and demands force the companies of all sectors to the intense devezmuszają firmy wszystkich branż do intensywnego rozwoju. Również dotyczy to branży dźwigowej, która rozwija się dynamicznie mając jako priorytet bezpieczeństwo pasażerów. Takie przesłanki panują obecnie w światowych firmach dźwigowych.

Analizując koszty produkcji poszczególnych zespołów, produkcji dźwigu bez maszynowni o cenie końcowej decydują następujące zespoły: rama kabinowa, mocowanie napędu w nadszybiu oraz cena samego napędu, przez to końcowa cena całego urządzenia jest średnio wyższa o 15 – 20% od ceny dźwigu standardowego.

Jednakże biorąc pod uwagę koszty inwestycji budowlanej oraz koszty cząstkowe przewidziane na zakup i montaż urządzenia dźwigowego, można stwierdzić, że końcowa cena kompletnego dźwigu (bez maszynowni) nie wpływa znacząco na ogólny koszt inwestycji budowlanej. Zwłaszcza, że w dźwigu typu evolution⁵ nie istnieje maszynownia, a więc pomieszczenie, które w standardowym rozwiązaniu musi być uwzględnione. Można w planach budowlanych przeznaczyć je na inne cele lub nie budować wcale.

W związku z powyższym, mimo, że cena dźwigu jest wyższa to i tak opłacalność zastosowania takiego rozwiązania jest uzasadniona.

Analizując rozwiązania dźwigów bez maszynowni od strony montażowej i konserwacyjnej wynika, że sam montaż urządzenia jest bardziej skomplikowany niż dźwigu w tradycyjnym układzie z maszynownią. Istotny problem stanowi zamontowanie zespołu napędowego, który w większości przypadków waży ponad 400 kg, co stanowi nielada kłopot i wymaga dużego wysiłku. Konstrukcje tych napędów nie przewidują (przynajmniej na razie) dodatkowych mechanizmów, które ułatwiłyby podciąganie zespołu napędowego do góry. W celu ułatwienia montażu napędu stosuje się dodatkowe rolki zamontowane na belkach mocujących naped do ścian szybu, ale nie stanowi to rozwiązania tego problemu. Drugim aspektem tego zagadnienia jest późniejsza konserwacja urządzenia. Przepisy dozoru technicznego i konserwacji dźwigów mówią o tym, że w czasie jakichkolwiek prac grupa konserwacyjna musi składać się, co najmniej z dwóch osób. W dźwigach z maszynowniami (z górną lub dolną) niektóre prace są bardzo utrudnione ze względu na odległość pomiędzy jednym, a drugim konserwatorem. Dodatkowym czynnikiem utrudniającym dobrą komunikację jest rozchodzące się echo w szybie. W czasie konserwacji dźwigu bez maszynowni, napęd, tablica zasilająca i większość elementów sterujących znajduje się na jednym poziomie, co bardzo ułatwia większość

lopment. That also refers to the elevator sector, which itself develops rapidly and its priority is safety of the passengers. These are the current premises of elevator companies operating in the whole world nowadays.

Analysing the production costs of particular components of a machine roomless elevator, its final cost is determined by the following components: cost of a cabin frame, drive fitting in headroom and the drive unit price itself. Hence, the final price of the whole device is approximately 15-20 % higher in comparison to the standard elevator.

Nevertheless, considering the costs of a constructional investment and partial costs assigned for purchase and installation of an elevator, we can say that the final price of the whole (machine roomless) elevator does not have a significant influence on the total cost of the entire constructional investment. This is especially because in the evolution⁵ type elevator there is no machine room so a place which in a standard option has to be considered. In the constructional planning, it is possible to use this room for another purpose or not build it at all.

Therefore, even though the elevator price is higher, it is worth to use such a solution.

After analysis of the installation and maintenance of machine roomless elevators, it is shown that the installation itself is more complex in comparison to the traditional elevator with a machine room. The main problem is installation of the drive unit, which in most cases is over 400 kg, which is rather problematic and requires a great effort. So far, construction of such drives does not provide any special mechanisms, which could help in lifting the drive unit up the shaft. In order to make the installation process easier, one can use the additional rolls attached to the beams that fasten the drive to the shaft walls. Still, this is not a solution to the problem. The other side of this problem is the later maintenance of an elevator. The Technical Inspection Office regulations say that at least two-people team is allowed to perform any maintenance works. On elevators with a machine room (on the top or on the bottom), some works are very difficult to perform because of a distance between the technicians. The additional problem that makes the communication bad is the echo, which sounds in a shaft. When dealing with the machine roomless elevators, the drive, the power supply board, as well as other control elements, all are located on the same level and this makes most of the maintenance works easy to perform. In case when one of the technicians stays at the lowest stop and the other on the highest level, the problem with the echo

⁵ Evolution jest to inna nazwa dźwigu bez maszynowni zaczerpnięta z nazwy dźwigu niemieckiej firmy Thyssen Krupp

⁵ Evolution is a different name for a machine roomless elevator from a German company ThyssenKrupp

prac konserwacyjnych. W przypadku, kiedy jeden konserwator znajduje się na najniższym przystanku, a drugi na najwyższym problem rozchodzącego się echa ze względu na wysokość szybu i tak istnieje, ale nie ma ograniczenia, jakie stanowi strop pomiędzy maszynownią, a szybem, (co występuje w dźwigach z maszynowniami). Problem rozchodzącego się echa można rozwiązać stosując specjalne radiotelefony lub krótkofalówki. Zastosowanie tego rozwiązania jest jednak zbyt kosztowne i dla wielu polskich firm jest to niebagatelny wydatek.

Zastosowanie dźwigu bez maszynowni daje możliwość łatwej i bez problemowej konserwacji urządzenia oraz monitorowania pracy bez konieczności ingerowania w obwód bezpieczeństwa. Możliwe jest obserwowanie napędu znajdującego się w nadszybiu poprzez okno umieszczone w sterowaniu. Sterowanie znajdujące się z reguły na najwyższym przystanku obok drzwi przystankowych, daje możliwość łatwej zmiany parametrów dźwigu z możliwością obserwacji stanu urządzenia.

Wyżej wymienione cechy dźwigów bez maszynowni mają duże znaczenie dla przyszłego budownictwa, co daje możliwości ciągłego rozwoju branży dźwigowej. still exists, but there is no additional barrier in the form of the shaft ceiling between headroom and a shaft. The in-shaft communication problems can be solved using special radios or short-wave transceivers, but for many Polish companies it is a substantial expense.

Using the machine roomless elevator gives the opportunity to maintain easily and without any problems, and monitor work without any necessity to interfere into the safety system. It is possible to observe driver located in headroom through a window in a control system. The control system that, in most cases, is on the highest floor next to shaft doors, gives a possibility to change the elevator parameters easily, with a possibility of monitoring the device condition.

The features of machine roomless elevators mentioned above are of great importance for the future of the building industry and therefore the opportunities for development of the elevator sector.

7. Reference

- [1] Aberkrom P.: *Results of Experimental Work on Traction Drives*. Elevator Technology 4, Proceedings of Elevacon 1992, Amsterdam 1992.
- [2] Janovsky L.: Elevator Mechanical Deisgn, Elevator World, Inc 1970
- [3] Kamaike H.: A Ropeless Linear Drive Elevator. Elevator World 3/1991, Mobile, USA
- [4] Sturgeon G.: Vertical Transportation: Elevators and Escalators. 2nd edition. John Wiley&Sons, New York, 1983
- [5] Materiały firmy Lift Service S.A. Lublin
- [6] Materiały firmy Thyssen Krupp Elevator Niemcy

Mgr inż. Paweł LONKWIC

L.W.D.O. Lift Service S.A. UI. Roztocze 6 20-722 Lublin tel.: (0 81) 526 81 82 wew. 415 e-mail:plonkwic@lift.pl

AUDYT TRWAŁOŚCI W EKSPLOATACJI SZYBKOSTRZELNYCH ARMAT AUTOMATYCZNYCH Z UWZGLĘDNIENIEM BEZPIECZEŃSTWA

AUDIT OF DURABILITY IN OPERATING OF FAST SHOOTING AUTOMATIC CANNON TAKING SAFETY INTO CONSIDERATION

W pracy omawia się pojęcie trwałości i audytu trwałości. Opisana została istota i procedura audytu oraz przykład, tzw. listy kontrolnej audytu. Skomentowano zagadnienie wykorzystania wyników audytu do walidacji systemu eksploatacji w zakresie trwałości. Wskazano, iż audyt trwałości jest zdeterminowany przez ważna cechę systemu jaką jest bezpieczeństwo.

Słowa kluczowe: trwałość, audyt środowiskowy, lista kontrola, system eksploatacji, zarządzanie trwałością

Audit of durability in operating of fast shooting automatic cannon taking safety into consideration has been presented in this paper. Authors describe procedure of audit and so-called "audit control list". This study presented application of audit results for validation operating system in durability range. Authors show that audit is determined because of very important system feature, namely safety.

Key words: durability, environmental audit, control list, operating system, durability management

1. Wprowadzenie

Trwałość jako systemowy atrybut szybkostrzelnych armat automatycznych (SAA) jest silnie uwarunkowana przyjętym sposobem eksploatacji, na który składają się: (1) narzucone przez producenta / dostawcę normy i zasady eksploatacji, (2) wydzielane przez decydenta eksploatacji siły i środki, (3) przygotowanie i podejście protrwałościowe personelu eksploatacji, (4) intensywność użytkowania i obsługiwania, (5) warunki klimatyczno–atmosferyczne.

Szerokie ujmowanie zagadnienia trwałości wymaga zastosowania równie szerokiego narzędzia diagnostycznego jakim jest audyt środowiskowy. Jego określenie, sposób zorganizowania i przeprowadzenia jest uregulowane normatywnie [1, 2].

2. Pojęcie i istota audytu trwałości SAA

Audyt eksploatacyjny jest systematycznym, niezależnym (i zorientowanym na dobro audytowanego) przeglądem i analizą zespołu działań technicznych i organizacyjnych umożliwiających obiektowi technicznemu wypełnianie wymaganych funkcji, przepro-

1. Introduction

Durability as a system attribute of the High Fire Rate Automatic Guns (HFRAG) is significantly influenced by the HRFAG specific service system, which is a composition of: (1) regulations and principles of the service imposed by a manufacturer or deliver, (2) manpower and means assigned by the service authority, (3) readiness and pro-durability approach of the service personnel, (4) operational and maintenance rate, (5) weather and local environmental conditions.

Comprehensive approach to evaluation of the durability issue demands an environmental audit as an universal and comprehensive diagnostic tool. An audit its execution and organization is defined and specified by legislative regulations [1, 2].

2. Concept of the hfrag durablity audit

The service audit is a systematic, independent (oriented on customer's benefit) overview and analysis of the comprehensive technical and organizational activities, which allow a technical object to fulfil required functions. The aim of the audit is to wadzanym w celu określenia czy zespół tych działań i ich wyniki są:

- zgodne z zaplanowanymi
- efektywne i odpowiednie w przyjętym kontekście eksploatacyjnym.

W umownym podziale zespołu działań technicznych i organizacyjnych umożliwiających SAA wypełnianie wymaganych funkcji dominuje podział na działania związane z użytkowaniem, obsługiwaniem (utrzymywaniem) i zasilaniem SAA oraz zarządzanie tymi działaniami. Przyjmowane konteksty mogą dotyczyć bezpieczeństwa, zużycia środków energomateriałowych, kosztów, w tym kosztów technicznie nieuzasadnionych i innych; w pracy przyjmowany jest kontekst trwałości SAA z uwzględnieniem bezpieczeństwa.

Istotą audytu jest badanie zgodności przyjętych lub dostarczonych, tzw. dowodów eksploatacyjnych z uzgodnionymi z kierownictwem eksploatacji SAA, wzorcami odniesienia. Dowodami są zapisy lub stwierdzone fakty, dotyczące eksploatacji SAA, oparte na opiniach, obserwacjach lub pomiarach – dające się potwierdzić. Wzorcami odniesienia są odpowiednie do celu audytu regulacje prawne, standardy [3, 4], instrukcje i plany eksploatacji (rys. 1).

Uproszczony układ procedury audytu obejmuje:

- 1) ustalenie kontekstu audytu, tu trwałość SAA,
- 2) wskazanie obszarów audytu, np. podsystemy eksploatacji SAA,
- 3) przyjęcie wzorców trwałości SAA,
- identyfikacja / przegląd dowodów trwałości SAA,
- 5) wykrycie niezgodności w relacji "wzorzec – dowód" występujących np. w danych podsystemach eksploatacji SAA,

evaluate whatever a set of the activities and their outcomes are:

- consistent with the pre-planed ones
- effective and adequate in accepted service aspect.

In an assumed division of the complex technical and organizational activities, which allow the HFRAG to meet demanded functions, the division for activities related to: operation, maintenance, supply as well as management of the HRFAG are dominant. The accepted contexts can relate to: safety, consumed energymateriel resources, costs including technically justified and un-justified expenditures and others. In the work, a context of the HFRAG durability with safety factor is assumed and validated.

The idea of the audit is to investigate consistency of assumed or delivered so-called service evidences with reference patterns. The latter were contracted and accepted by the service managing personnel of the HFRAG service system. The pointed out evidences are: recorded or confirmed facts related to the HFRAG, based on creditable and confirmable opinions, observations, or measurements. The reference patterns are adequate to the audit goal, and they are: legislative regulations, standards, manuals and service plans and schedules [3, 4], (Fig. 1).

The simplified procedure of an audit encompasses:

- 1) determination of the audit context, here the HFRAG durability,
- 2) specification of the audit area i.e.: the HFRAG service subsystems,
- 3) acceptance of the patterns of the HFRAG durability,
- identification/ overview of the HFRAG durability evidences;



Rys. 1. Istota i przebieg audytu trwałości SAA Fig. 1. Essence and course of durability audit SAA

- 6) zinterpretowanie istoty i uznanie niezgodności dotyczących trwałości SAA przez kierownictwo eksploatacji,
- 7) uzgodnienie preferowanych kierunków walidacji dla danego systemu eksploatacji SAA,
- Opracowanie założeń / rozwiązań walidacyjnych w zakresie trwałości SAA.

3. Postępowanie audytowe

Postępowanie audytowe obejmuj następujące fazy: (1) ustanawiania audytu, (2) planowania prac związanych z przeglądem i analizą działań, (3) przeprowadzenia audytu i (4) dokumentowania audytu. W fazie ustanawiania audytu wyznaczane są, przez kierownictwo eksploatacji, osoby funkcyjne współpracujące z grupą audytową, określany przebieg i warunki przeprowadzenia audytu oraz ustalane zasady współpracy grupy audytowej z kierownictwem eksploatacji.

Wyniki audytu w postaci skomentowanych niezgodności, uznanych przez kierownictwo eksploatacji, służą do oceny stanu potrzeb i możliwych usprawnień; zastosowania działań korygujących technologię, organizacje i zarządzanie eksploatacja SAA.

W przygotowaniu zakresu audytu pojawia się zagadnienie wyboru jego tematyki. Zagadnienie to nie jest ujmowane normatywnie, a sam wybór jest pozostawiony inicjatorowi audytu, który najlepiej uwzględni uwarunkowania i ograniczenia trwałości i zadecyduje o kierunku wykorzystania wyników audytu, np. poprawienie procedur zapewnienia trwałości SAA. Ułatwieniem wyboru zakresu tematycznego audytu jest wskazanie obszarów audytu, np. w postaci podsystemów działania realizujących procesy eksploatacji SAA (rys.2).

- 5) detection of inconsistencies in relation ,,patternevidence" emerging in i.e. the service subsystems of the HFRAG;
- 6) essence interpretation and acceptance of the inconsistencies related to the HFRAG durability by the service authority;
- arrangement of preferred validation trends for the considered HFRAG service system;
- 8) evaluation of assumptions/ validated solutions in scope of the HFRAG durability.

3. Audit procedure

The audit procedure encompasses the following phases: (1) setting of an audit, (2) planning of the works concerned with inspections and evaluation of activities, (3) an audit execution and (4) audit record and files. In the phase of the audit setting, the service authorities appoint: the managing personnel for collaborations with the audit group, a procedure and audit requirements as well as a set of regulations relating to collaboration of the audit group and service managing staff.

The audit outcomes in form of accepted by the service authorities commented inconsistencies, are utilised for evaluations of the status needs and available rights (authorities), then for implementation of the specific actions undertaken for correction: technology, organization, and service management of the HFRAG.

The issue of adequate selection of the audit topic is essential during the preparation stage of the audit scope. The problem is not determined and specified by regulations (in the normative way), so it is left to an audit initiator. The audit initiator is the most capable person to evaluate all the conditions and limitations of the durability and in consequence decide about the exploration and utilization of benefit of the audit outcome i.e. improvement of the HFRAG durability procedure. However, designation and specification of the audit area i.e. in form of the operational subsystems for execution of the HFRAG service processes (Fig.2) can facilitate the selection of the audit topic.



Rys. 2. Podsystemy eksploatacji SAA w układzie funkcjonalnym jako obszary audytu trwałości SAA, (PSU, PSA, PSO, PSZ - podsystemy użytkowania, alimentowania (zasilania), obsługiwania i zarządzania eksploatacją SAA)
 Fig. 2. Subsystem of operating SAA in functional system as a area of durability audit of SAA, (PSU, PSA, PSO, PSZ - Subsystem of operating, supply and management of operating SAA)

Dla każdego z tych obszarów opracowuje się i uzgadnia z uczestnikami audytu lub podaje do ich wiadomości, tzw. listy kontrolne. Przykład takiej listy dla podsystemu obsługiwania LKO z elementami odnoszącymi się do SAA obejmuje zagadnienia kontrolne, jak w tab. 1.

Tab. 1. Lista kontrolna "OBSŁUGIWANIE SAA"Tab. 1. Control list "THE HFRAG MAINTENANCE"

So-called control lists, for every area are worked out as well as agreed with the audit participants or released for their information. A sample of such list includes the control issues (Tab.1), for the maintenance subsystem Control List of Maintenance (CLM) with the components relating to the HFRAG,

Oznaczenie Symbol	Zagadnienie kontrolne Control issue	Ocena stanu zagadnienia Estimation of the issue status
LKO - 1 CLM - 1	Zakres obsługwania SAA The HFRAG maintenance scope	
LKO – 2 CLM - 2	Podział SAA do obsługiwania The HFRAG division for maintenance	
LKO – 3 CLM - 3	Podatność obsługiwania SA The HFRAG maintenance flexibility	
LKO – 4 CLM - 4	Szczeble obsługiwania SAA The HFRAG maintenance stages	
LKO – 5 CLM - 5	Dokumentacja techniczna SAA The HFRAG technical documentation	
LKO - 6 CLM - 6	Uwarunkowania i ograniczenia obsługiwania SAA Conditions and limitations of the HFRAG maintenance	
LKO - 7 CLM - 7	Organizacja procesów obsługiwania SAA Restrictions of the HFRAG maintenance process	
LKO - 8 CLM - 8	Procedury, instrukcje i technologie obsługiwania SAA The HFRAG maintenance technology, procedures and instructions	
LKO - 9 CLM - 9	Zapewnienie środków obsługiwania SAA Assurance of the HFRAG maintenance means	
LKO - 10 CLM - 10	Obowiązki, uprawnienia i odpowiedzialność za trwałość personelu obsługiwania S Obligations, rights, responsibility for the HFRAG personnel credibility	
LKO - 11 CLM - 11	Baza danych, wspomaganie informacyjne obsługiwania SAA The data base, the HFRAG maintenance information aid	
LKO - 12 CLM - 12	Decyzje, plany, realizacje, nadzór obsługiwania SAA Decisions, plans, realizations, the HFRAG maintenance management	

4. Wykorzystanie wyników audytu trwałości

Audyt jest bardzo skutecznym narzędziem zarządzania trwałością; ułatwia systemową walidację eksploatacji SAA i systemu jej eksploatacji SE SAA (rys. 3).

Stwierdzone i uznane niezgodności w poszczególnych podsystemach są przez decydenta eksploatacji wykorzystane do protrwałościowej walidacji systemu eksploatacji SAA. Wybór kierunków walidacji może poprzedzać wskazanie preferencji walidacyjnych (tab.2) oraz przyjęcie sposobu oceny możliwości/ pilności/ ... walidacji dla poszczególnych zagadnień przyjętych list kontrolnych.

Przy ocenie punktacyjnej możliwości walidacji przyjmowana jest wartość liczbowa z przedziału (0-10), gdzie ocena 10 oznacza szczególnie duże możliwości walidacji stwierdzonego mankamentu.

4. Benefit of the durability audit outcomes

An audit is an effective tool of the durability management. It facilitates a systematic validation of the HRG service and the HFRAG service system (SS HFRAG) (Fig.3.)

Determined and accepted inconsistencies at every subsystem are capitalized by the maintenance authority for the needs of pro-durability validation of the HFRAG service system. Selection of the validation trends can precede the validation preference (Tab. 2.) as well as selection of the assessment way of possibilities/diligence validation for the every issues of the presumed control lists.

For the assessment of validation possibility, a grade (from 0 to 10) is taken, where top 10-point score means the extraordinary high validation possibility of the confirmed shortcoming.

NAUKA I TECHNIKA



Rys. 3. Miejsce audytu w pętli trwałości (z prawej hipoteza udziału możliwości walidacji) x, x' – czynniki i symptomy degradacji SAA, y, z – dowody i wzorce trwałości SAA, vo,vt, ve - walidacje organizacyjne, techniczne i ekonomiczne

Fig. 3. Audit place in durability loop (on the right hypothesis possibility of validation)

x, x' – factor and symptom of degradation SAA, y, z – evidences and patterns of durability SAA, vo, vt, ve - validations organizational, technical and economical

Tab. 2. Tablica preferencji walidacji obsugi

Tab. 2. Validation preferences table for maintenance

	P1	P2	P3		
CLM 1					
CLM 2					
CLM 3		grades	0 - 10	point	

P1, P2,... – preferowane kierunki walidacji Wskaźnik możliwości walidacji danego zagadnienia – suma punktów wiersza Wskaźnik skuteczności kierunku walidacji – suma punktów

kolumny

Przykłady kierunków walidacji- zmiana cyklu i/lub zakresu obsługiwania

 usprawnienie gospodarki materiałowej zmiany organizacyjno-personalne

· poprawa dyscypliny wykonawczej i nadzor

Analiza prowadzona przy wykorzystaniu tablicy preferencji walidacyjnych .wskazuje zagadnienia możliwe do zwalidowania i skuteczne kierunki walidacji.

Dla zmniejszenia subiektywności ocen audytowych układane są pomocnicze tablice punktacyjne. Przykład takiej tablicy dla LKO przedstawia tab. 3. Prowadząc audyt z wykorzystaniem tej tablicy przyjmuje się w ocenie 0 pkt, gdy brak jest dowodów lub gdy nie moga być one uznane przez audytora w innych przypadkach odpowiednio do spełnienia kryteriów przydzielane są punkty 2, 6, 10. Wartości ocen mogą być w zależności od znaczenia i zasięgu dowodu przyjmowane z przedziału (1-3), (4-7), (8-10).

Zastosowanie tablicy punktacyjnej sprzyja i warunkuje prowadzeniu analizy porównawczej. Dzięki powtarzalności układu kryteriów, możliwe jest śledzenie zmian stanu danego SAA w czasie lub porównywanie względnie podobnych, co do rodzaju SAA i sposobu ich eksploatacji, systemów działania, np. eskadr lotniczych.

P1, P2,... - preferred validation trends

Index of validation possibility for considered issue - a sum of the line points Index of effectiveness of the validation trends - a sum of the

column points Validation trends, samples:

cycle change and/ or scope of maintenance;

- rights of logistic support;
- organizational and personnel changes
- improvement of execution and maintenance disciplines

The analysis conducted by the means of a validation preferences table, identifies the possible issues for validation and effective validation trends.

Auxiliary grade tables are set for reduction of subjectivity of the audit scores. A sample for the CLM is presented in the Table 3, a grade 0-point is taken when there is no evidence or if an auditor cannot accept the evidences, in other cases grades are taken respectively: 2, 6, 10, according to fulfilled requirements.

The scores can be taken from scope of (1-3), (4-7), (8-10) depending on meaning and range of the evidence. Utilization of the grade tables facilitates and determines evaluations and comparisons. Tracing off the HFRAG status change in the course of time or comparison with relatively similar ones (the HFRAG sort, service way, operation i.e. aviation squadrons) is possible thanks to recurrent of the criterion set. In assessment of the individual issues by means of both tables 1 and 2, the audit context of the HFRAG durability is dominant factor of assessment (in the considered audit case).

Tab. 4. Tablica punktacyjna – listy kontrolnej obsługiwania SAA

Tab. 4. The grade table - the hfrag control list of maintenance

LKO	Zagadnienie kontrolne	2 punkty 2 points	6 punktów 6 points	10 punktów
1	Zakres obsługi SAA The HFRAG maintenance scope	Dobrany przez ekspertów Selected by the experts	Uzasadniony analitycznie Accepted in analytical way	Zweryfikowany statystycznie Statistically justified
2	Podział SAA do obsługi The HFRAG division for the maintenance needs	Określony do zespołu Assigned to an unit	Określony do podzespołu Assigned to a subunit	Określony do części Assigned to a part
3	Podatność obsługowa SA The HFRAG maintenance flexibility	Określona podatność diago- styczna Specified diagnostic flexibility	Określona podatność konser- wacyjn Specified maintenance flex.	Określona podatność remontow Specified overhaul flexibility
4	Szczeble obsługi SAA The HFRAG maintenance stages	Jeden szczebel obsługiwania One maintenance stage	Dwa szczeble obsługiwania Two maintenance stages	Trzy szczeble obsługiwania Three maintenance stages
5	Dokumentacja techniczna SAA The HFRAG technical documentation	Kompletna i czytelna Comprehensive and readable	Opracowana audiowizualnie Audiovisual aided version	Wersja elektroniczna Computer aided version
6	Uwarunkowania i ograniczenia obsługi- wania SAA Conditions and constrains of the HFRAG maintenance	Zestawione uwarunkowania techniczne Specified technical conditions	Zestawione uwarunkowania techniczne i organizacyjne Specified technical and orga- nizational conditions	Zestawione uwarunkowano techniczne, organizacyjne i prawne Specified technical, organiza- tional and legislative conditions
7	Organizacja procesów obsługiwania SAA Organization of the HFRAG maintenance processes	Procesy są planowane Planned processes	Procesy są planowane i kontrolowane Planed and controlled processes	Procesy są planowane, kontro- lowane i dokumentowane Planed, controlled and recorded processes
8	Procedury, instrukcje i technologie obsłu- giwania SAA Procedures, instructions and technologies for the HFRAG maintenance	Opracowane i znane wyko- nawcom Worked out and accessible for contractors	Dostępne na stanowisku pracy Available at the working place	Możliwa konwersacja komputerowa Possibility of a computer inte- raction and dialog
9	Zapewnienie środków obsługiwania SAA The HFRAG maintenance means pro- vision	Dostawy na zamówienie Delivery on order	Dostawy z opóźnieniem logistycznym Delivery with logistic delay	Dostępne w chwili wystąpienia potrzeby In time of the need available
10	Obowiązki, uprawnienia i odpowiedzial- ność za trwałość personelu obugiwania SAA Obligations, rights, responsibility for the HFRAG maintenance personnel reliabili- ty and credibility	Określone dla wykonawców Specified for contractors	Określone dla wykonawców i nadzoru Specified for contractors and managing personnel	Określone dla kierownictwa Specified for authorities
11	Baza danych, wspomaganie informacyjne obsługiwania SAA A data-base, informational support of the HFRAG maintenance	Słabo ustrukturalizowana Low level of structure credibility	Dane poddawane obróbce statystycznej Data are statistically pro- cessed	Operacje logiczne, statystycz- ne i symulacyjne na zbiorach danych Logistic, statistic and simulati- ve operations on the data sets
12	Decyzje, plany, realizacje, nadzór obsłu- giwania SA Decisions, plans, executions, the HFRAG maintenance management	Odwlekane Delaying	Podejmowane z opóźnieniem organizacyjnym Decision made with organiza- tional delay	Podejmowane na bieżąco Decision made on time

W ocenach poszczególnych zagadnień, zarówno przy wykorzystaniu tablicy 1, jak i 2, dominującym czynnikiem oceny jest (w rozważanym przypadku audytu) odniesienie się do kontekstu audytu – trwałości SAA.

NAUKA I TECHNIKA



Rys. 4. Model sytuacji niebezpiecznych w eksploatacji SAA Fig. 4. Model of danger situation during SAA operating

5. Audyt trwałości SAA z uwzględnieniem bezpieczeństwa

Audyt trwałości SAA z uwzględnieniem bezpieczeństwa powinien również odnosić się do wydzielonych w podsystemach PSU, PSA, PSO, PSZ:

- innych obiektów,
- czynnika ludzkiego,
- otoczenia, środowiska,
- zadań do realizacji.

Jednym z ważniejszych atrybutów relacji zachodzących pomiędzy tymi elementami jest bezpieczeństwo w sytuacjach (I – VI), w których się go oczekuje. Audyt i wynikająca z niego walidacja musi uwzględniać ścieżki niebezpieczeństwa i sytuacje prowadzące do stanu poczucia zagrożenia bezpieczeństwa. Typowe ścieżki niebezpieczeństwa w eksploatacji SAA przedstawia rys. 4 [6].

6. Podsumowanie

Audyt trwałości SAA jest istotnym fragmentem zarządzania trwałością SAA. Jego względne wyodrębnienie z całości działań techniczno-organizacyjnych prowadzonych w eksploatacji SAA oraz ograniczenie się do trwałości pozostaje umową badawczą. Zarządzaniu podlegają bowiem inne istotne i ważne cechy SAA jakimi są, np. skuteczność, nieuszkadzalność, obsługiwalność [5]. Związki audytu trwałości z innymi cechami SAA zostały zarysowane w p. 5, w którym powiązano trwałość z bezpieczeństwem eksploatacji. Wiązanie kilku aspektów audytu pozwala wykryć nowe uwarunkowania trwałości SAA. Jednak zwiększenie zakresu audytu wymaga zaangażowania większych siŁ i środków. Pełne rozpoznanie

5. The hfrag durability audit with safety aspect

The HFRAG durability audit taking safety into consideration, should refer to specified in OS, SS, MS, MANS subsystems:

- other objects,
- human factor,
- environment,
- tasks for realization.

Safety in situations (I-VI) is one of the most significant attributes of relations between above-mentioned components. An audit and its outcome must include: unsafe paths, and situation caused feeling of a threat to safety. The standard danger paths in service are presented in Fig. 4 [6].

6. Conclusions

The HFRAG durability audit is a relevant component of the HFRAG durability management. Its relatively selection from all technical and organizational activities conducted in the HFRAG service and its constrains to durability issue, remains a research agreement, because other relevant and significant the HFRAG virtues are under control, such as: effectiveness, serviceability, reliability etc [5]. The audit relations with other the HFRAG virtues are described in p. 5, where durability was connected with the service safety. Connection of a few audit aspects allows for detection of new condition of the HFRAG durability, however, the broadening of audit scope demands of engagement much powerful forces, tools and means. rzeczywistości eksploatacyjnej jest bardzo trudne stąd konieczność niezależnego rozpatrywania jej aspektów w ramach przyjętych modeli fenomenologicznych.

Audyt trwałości musi uwzględniać specyfikę eksploatacji SAA – relatywnie krótki czas użytkowania (3-5 min) przy długim okresie eksploatacji (kilkanaście lat) i wymianie kilku luf. W praktyce audytowania trwałości SAA brak jest przede wszystkim danych o faktycznych zmianach parametrów konstrukcyjnych i funkcjonalnych w czasie. Konieczne jest więc tworzenie (odtworzenie) wiarygodnych i kompletnych baz danych eksploatacyjnych. Comprehensive identification of the service reality is a very difficult task, so there is the need for independent consideration of its aspects in the scope of assumed phenomenological models.

A durability audit has to encompass the HFRAG service specificity-relatively short time of operation (3 - 5 min) with long life time (a dozen of years) and a few barrel replacement. First of all, in the practice of the HFRAG durability audit, there is a shortage of data concerning real changes of design and functional parameters. So it is necessary to create (recreate) creditable and comprehensive service databases.

7. References

- [1] Polska Norma PN EN ISO 14010. Wytyczne do audytowania środowiskowego. Zasady ogólne.
- [2] Polska Norma PN ISO 10011 1. Audytowanie.
- [3] Standardy eksploatacyjne. Edycja pierwsza. Wew. Wydanie PN TTE. Warszawa Olsztyn 2000.
- [4] Standardy serii STANAG.
- [5] Olearczuk E.: Struktury eksploatacyjne lotniczych systemów transportowych. Wyd. ITWL. Warszawa 1999.
- [6] Idziaszek Z.: Analiza systemów lotniczej broni lufowej w aspekcie bezpieczeństwa. Biuletyn WAT 2001, nr 8.

Dr inż. Zdzisław IDZIASZEK Dr inż. Eugeniusz OLEARCZUK

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechatroniki, 00-908 Warszawa, ul Kaliskiego 2 tel. 022 683 – 7291, 022 862 – 4669 e-mail: idziaszek@wmt.wat.edu.pl, olear@ats.com.pl

THE ANALYSIS OF WEAR INTENSITY OF THE LOCOMOTIVE WHEEL – SETS

The wear dynamics of wheel – set tyres of Diesel locomotives was investigated. Based on the results obtained, it is possible to forecast the safe operation period of wheel – set tyres between overhauls, to improve their maintenance and planning of overhauls and to achieve more efficient allocation of resources to the repairs of traction rolling stocks.

Keywords: wheel-set, locomotive, intensity of wear, lubrication

1. Introduction

The locomotive wheel-sets are major components of the running gear. They are most heavily wearing units often requiring expensive repairs. Rolling stock safety and uniform motion largely depend on their performance. Therefore, it is extremely important to determine wear intensity of the wheel-sets at various stages of their service life.

The analysis of the above characteristic will enable us to determine more accurately the safety margin of the wheel tyres and the supply of spare wheel sets needed by a locomotive park, as well as to establish the optimal servicing and repair intervals, allowing for more efficient allocation of resources to traction rolling stock repair.

2. Research object

The intensity of wear of two wheel set surfaces (running surfaces) and the flanges is considered.

2.1. The intensity of wheel – set tyre wear

As wheel tyres are wearing out the running surface profile of the wheel is gradually losing a conical shape. Wearing action causes the formation of a groove (a cut) on the surface of the wheel flange.

The wear of the wheel tyres is caused by two factors. The first is plastic deformation when the metal is forced out from the running surface towards the flange. The second is thermal effect taking place at the time of wheel spinning or when stopping the locomotive. This causes the formation of a hard martensite structure on the running surface.

Heavy deformations of the wheel tyres and railhead occur due to long – term wheel and rail interaction. In this case, cyclic effect of contact stresses can cause a residual deformation. Though it can not completely destroy the wheel tyre, normal operation may be disturbed by vibration and dynamic loads.

The change of the wheel tyre dimensions depends on the wear of the running surface which is determined by a cut size (i) (Fig 1) as well as by the reduction of the flange thickness (a) (known as natural wearing). These transformations also depend on the removal of a metal layer while recovering the thickness and height of the flange by turning the wheel tyre and its running surface (known as technological wear), being, therefore, determined by the general wear intensity.

The formation of a cut (i) in the wheel tyre is caused by plastic deformation of metal under the action of normal forces. The second factor is the separation of the wheel's metal particles at the contact point with the rail due to friction. The value of the normal force depends on the load applied to the wheels, while friction intensity is determined by normal pressure and the values of the coupling coefficient.

2.2. The analysis of wear intensity of the wheel – set flanges

A major factor affecting the flange (a) wear is its sliding relative to the rail during the movement of the locomotive when it is either approaching the profile plane of the rail head or departing from it [1, 2].

Due to the (10 mm) gap between the flange and the rail head the wheel-sets are swaying. Regular wheel tyre flange movement towards and away from the rail is a major cause of their intensive wear.

The wearing of the locomotive wheel-sets is also caused by a number of minor factors, i.e. chemical composition of the wheel tyres, physical properties and uniformity of the metal used, quality of manufacture, strength factors, climatic conditions, loading conditions, operation under maximum load, air temperature, humidity and dust content, the contamination of wheel-tyre surfaces with abrasive materials (e.g.



Fig.1. Running surface profile and control parameters of the wheel

putting sand between the wheels and rails), track condition determining the dynamic load intensity, speed of the locomotive, lubrication of the wheel at the contact points with the rail, etc.

It is hardly possible to distinguish a single most important factor among listed above. Special research would be needed for this purpose. However, it is possible to define the overall effect of various factors on the wear of the wheel – sets under service conditions. Such investigations could be rather complicated as well as requiring special equipment and research conditions.

Wheel-sets are not manufactured in Lithuania, being imported from other countries. Therefore, we can not make any technological solutions aimed at increasing wheel tyre strength. But we can determine the changes in major wheel-set dimensions under various service conditions (i.e. road section, loading, speed, flange operational conditions, etc.).

In order to reduce the wearing of the wheel tyre flanges the proper lubrication system should be provided in a locomotive. It supplies oil to the tyre flange when the locomotive is running along the curved track sections, with the most heavy friction between the flange and the rail. Taking into account the direction of the locomotive movement the flanges of the front wheel-sets of every locomotive section are lubricated. Oil quantity as well as the time and duration of lubrication are controlled by a gyroscopic curve sensor fixing the curve radius.

The tests [3,4,5] performed in the laboratories of various countries have shown positive results of using the above technology in practice [3,4,5], but did not yield any relationships concerning the wear intensity of the wheel tyre flanges and the running surfaces during their service life, because all the factors enco-

untered in service conditions can not be reproduced in the laboratory.

3. The experiment

Three groups of factors referring to the locomotive, track and the lubricant used determine the conditions of testing. It was assigned that oiled and not oiled wheel – set tyres would run under the same conditions, i.e. along the same tracks, perform the same work (t km brutto) and both sections of the locomotive would always draw the trains simultaneously.

For experimental purposes two locomotives 2M62 (each of them having 12 wheel-sets in two sections), not provided with wheel tyre lubrication system, and one locomotive 2M62 having a lubrication system were chosen. Technical characteristics of these locomotives are given in Table 1.

Tab. 1. Technical characteristics of the locomotive 2M62

Characteristic	Value
Mass, thous. kg	238
Axle load, kN	198,3
Axles, units	12
Maximum driving force (at the speed of 20 km/h), kN	195
Speed, km/h Average (in testing) Maximum allowable	44 100
Minimum	20
Average mass of rolling stock (in testing), thous. kg	2400

At the beginning of the experiment all the wheelsets were new, with their tyre dimensions conforming to the rated parameters given in Table 2.

Tab. 2. Main control dimensions of wheel tyre profile

Control dimensions	The largest wheel tyre cut, mm	Flange thickness	Wheel tyre thickness
Initial (rated)	0	33,0	77,0
Limiting	7,0	25,0	36,0*

* this wheel tyre thickness is obtained by turning its running surface when restoring tyre profile in case of excessive wear of the flange (a < 25.0 mm).</p>

The measurements of the wearing wheel tyre profile were made every month when the locomotive returned to the depot for maintenance or repair. The average distance run between the measurements of the locomotives not provided with a wheel tyre lubrication system was 10,8 thous. km, while for those having such systems it reached 10,5 thous. km.

The locomotive wheel-sets were measured in the locomotive depot in Vilnius. It was assigned that oiled and not oiled wheel tyres would operate under the same conditions, i.e. running along the same track sections. Their performed work (tkm brutto) should also be the same, while both sections of each locomotive would always operate simultaneously.

The intensity of wearing of the locomotive wheel tyres, and their flanges in particular, largely depends on the track length. Therefore, the locomotives being investigated ran along the same tracks. Major characteristics of the tracks are given in Table 3.

In Table 3 we can see that curved tracks make about 30 % of the total railroad length. The distribution of the curve lengths according to their average radius is shown in Fig.2. Tab. 3. Distribution of railway length according to the radius of track curves.

		tra	ck	ius	s	es, iits,	
Nr	Length	Straight tracks	Curve	Average curve rad	Wooden sleeper	Number of switch on the track, km ur	Downgrades, %
1.	374	64	36	1964	45	168	0,1
2.	160	61	39	2160	20	72	-1
3.	205	78	22	2202	10	95	-0,5
4.	178	52	48	2081	19	80	0,7
5.	186	70	30	4198	34	90	0,1
6.	366	64	36	2018	43	164	-0,1
7.	98	25	75	2248	14	36	-1,5
8.	48	66	34	943	6	22	-0,1

In Fig.2, we can see that the greatest track length (11.1 %) corresponds to the curves with the average radius from 620 m to 1200 m. Curves with the average radii lower than 650 m make 4.8 %, while those with the average radii above 1200 m constitute 9.1 % from all the curves considered.

The data on the lubricant used for oiling the wheel –sets are given in Table 4.

4. Measurement technique

Measurements of the cut in the wheel tyre and the thickness of its flange were made by a specially programmed gauge (Fig.3). A wheel – set tyre is located so that it could rotate. A measuring device can move along the axles of the wheel, therefore, putting it in



Fig.2. Curve lengths depending on their average radius

Characteristic	Value
Dynamic viscosity	900-100 MPa
Density at 20°C	1050 kg /m ³
Operating temperature	From -40 to +90°C
Allowable t ⁰ of area surface	From -100 to 500°C
Solvability in water at 25°C	0,2 kg /m ³
Friction coefficient	0,1
Boiling t	250°C
Ignition t ⁰	300°C
t ⁰ of thermal decay	3500°C
Biological disintegration	90 %
Period of keeping quality	two years

Tab. 4. Characteristics of the lubricant for wheel set oiling

the required position allows us to measure both the tyre cut and the flange wear.

All measurements are made according to special programs available in the device. First, the thickness gauge is supported against the internal surface of the wheel (the initial gauge position, see Fig.3). In this way, the gauge length for measurements in the horizontal plane is obtained. When the gauge moves to the outside surface of the wheel, its coordinate on the top of the flange is fixed. This is the gauge length in the vertical plane. When the wheel is revolving, the gauge is supported against it at the point where measurements should be made. The program compares the current coordinates of the gauge with the basic coordinates. Based on this, the values of the parameter to be obtained are calculated.

The thickness of the flange (a) – horizontal distance, 20 mm below the flange top (Fig.2).

The height of the flange (H) – vertical distance between the flange top and the running wheel surface. The difference between measured flange height and that of the new or turned flange determines the size of the cut (i), caused by wearing, with respect to the running wheel circumference. The cut is measured in the plane of the running wheel circumference, being 70 mm away from the inside wheel tyre surface [4].

The values of the largest tyre cuts of every wheel (along its perimeter) and the flange wear are registered in the database.

During the experiment the mileage of a locomotive between the beginning of the experiment and each measurement was also logged.

The measurement error of the cut and flange thickness was ± 0.05 mm.



Fig.3. A schematic view of flange thickness measurement: 1 – wheel tyre, 2 – wear gauge; 3 – initial position of the gauge

5. The results obtained

In the experimental period, the highest mileage for the wheel-sets not provided with a lubrication system was 135.5 thous. km, while for those having a lubrication system it reached 141.6 thous. km.

The values obtained for the control parameters, with the fixed mileage values, are random variables. Therefore, the dependence of these parameters on mileage may be determined by means of a regressive analysis. The course line reveals the trend and the character of the change of this sequence of data. With the help of Excel 97 software package the polynomials – mathematical expressions of curves – were calculated. In this way, the data were processed and the following regression equations were obtained:

The extent of the wheel tyre wear with respect to its tolerance zone:

$$i = 4 \cdot 10^{-7} \cdot L \tag{1}$$

Graphical representation of this expression is given in Fig.3.

The extent of the flange wear with respect to the its tolerance zone:

not oiled:

$$A = 2 \cdot 10^{-14} \cdot L^3 - 7 \cdot 10^{-9} \cdot L^2 + 0,0012 \cdot L$$
 (2)

oiled:

$$A = 3 \cdot 10^{-14} \cdot L^3 - 8 \ 10^{-9} \cdot L^2 + 0,0009 \cdot L \tag{3}$$

here, i – the extent of wheel tyre wear with respect to its tolerance zone; L – mileage, km; A – the extent of flange wear with respect to its tolerance zone. The curves referring to the flange wear are shown in Fig. 4.

The regression equations obtained show that the cut is monotonously increasing throughout the total service life until the mileage reaches 30 - 40 thous. km, with the worn – out layer reaching 1.5 - 2.5 mm. This proves a well - known fact that more intense flange wear takes place until the wheel tyre profile acquires the shape of the rail head [1]. Then, the intensity of wear decreases, increasing only when the mileage comes up to 150 thous. km.

The relationships obtained allow us to predict that turning of the wheel-sets because of worn-out flanges should be performed when the mileage of 160 thous. km is reached since the beginning of service of the wheel tyres, not provided with a lubrication system. When wheel tyre flanges are lubricated, the limit is 210 thous. km. Thus, it may be stated that the use of lubrication can increase wheel tyre service life by at least 1.3 times.

6. Conclusions

1. The investigation has shown that the flange is wearing out more intensely at the beginning of service till the mileage of 30 - 40 thous. km is reached, with the worn-out layer reaching 1.5 - 2.5 mm. Then, the flange wear intensity does not increase any more. The wheel tyre wear intensity stays the same throughout the whole period.

2. The intensity of the flange wear of the locomotive wheel tyres is about two times heavier than the increase of the cut, therefore the time between wheel-sets overhauls is determined by the extent of flange wear.



Fig. 4. The dependence of the wheel's cut on mileage



Fig.5. Intensity of wheel flange wear

3. It is possible to predict that the flange will be worn out to the limiting thickness after running 160 \pm 3 thous. km without lubrication and after 210 \pm 4 thous. km of mileage if it is lubricated.

4. The comparative analysis has shown that the provision of a lubrication system for the wheel – set

7. References

- [1] Wrang M.: Single-axle running-gear, Royal institute of technology, Stockholm 1995, p. 136.
- [2] Grieve D. G., Dwyer-Joyce R. S., Beynon J. H.: *Abrasive wear of railway track by solid contaminants*, Journal of Rail and Rapid Transit. Volume 215. 2001, p. 193 205.
- [3] Zhai W. M., Sun X.: A detailed model for investigating vertical interactions between railway vehicle and *track*, Vehicle System Dynamics, Vol. 23 (Suppl.), 1994, p. 603 615.
- [4] Moreau A.: *Characteristics of wheel/rail contact*, Rail Engineering. International Edition, 1992, №3 p. 15-22.
- [5] Wu T. X., Thompson D. J.: *Theoretical investigation of wheel/rail non-linear interaction due to roughness excitation*, Vehicle System Dynamics, Vol 34 (4), 2000, p. 261-282.
- [6] Gurule S., Wilson N.: *Simulation of wheel/rail interaction in turnouts and special track work*, Vehicle System Dynamics, Vol 33, 1999, p. 143 154.

Leonas Povilas LINGAITIS Šarūnas MIKALIŪNAS Gediminas VAIČIŪNAS

Vilnius Gediminas Technical University Basanavičiaus 28–135, Vilnius, Lithuania tel.: +370 5 2745017 +370 5 2744807 +370 5 2744802 e-mail: leonasl@ti.vtu.lt smikal@ti.vtu.lt vaic@ti.vtu.lt

5. The data obtained in the research allow for more efficient planning and allocation of financial resources to purchase new wheel – sets as well as for their maintenance and repair.

INVESTIGATION OF RELIABILITY OF HIGH-PRESSURE FUEL PUMPS

This paper presents the research of faults of high-pressure fuel pumps (HPFP) as the main units of fuel equipment having influence on its reliability. Based by example of distributivetype ram HPFP-s, produced in Vilnius (Lithuania), there were examined the main indications of such failures and in accordance with the Waybull's distribution law thwere were determined distributions of frequency of the random failures.

Histogram of distribution of the random value, differential function and diagram of failure distribution of the HPFP-s are also presented.

Keywords: fuel pump, fault, failure, reliability

1. Introduction

Fuel equipment is a basic component of high-speed diesel engines. Their power and economic performance as well as reliability and stable operation considerably depend on it. Therefore, the research aimed at increasing the reliability and strength of fuel pumps, their units and joints is a very important problem. The analysis of deterioration and wear of the fuel pump joint elements in operation, in qualitative and quantitative terms, is needed to assess and increase the reliability of fuel pumps.

Lately, diesel engines have been widely used in car industry due to their low fuel consumption. In fact, the dynamic characteristic of modern cars using diesel engines are comparable with those based on petrol engines.

The present investigation is focussed on fault finding in high-pressure fuel pumps (HPFP) as major units of fuel equipment. The solution of this problem may help to increase their reliability.

It is well-known that in using diesel engines some problems may arise. Specialists consider highpressure fuel pump (HPFP) an essential and the most sophisticated unit of diesel engines. In diesel engines, the use of a faulty HPFP may lead to:

- 1. higher fuel consumption;
- 2. lower power;
- 3. premature wear of a kinematic couple pistoncylinder and their elements;
- 4. larger carbon deposit;
- 5. oxidation of fuel injection ports.

High-pressure fuel pumps (HPFP) may be referred to multiram pumps having a ram in each cylinder and those of a distribution type, with one or two rams servicing all the cylinders.

According to the way of supplying fuel to cylinders the pumps of a distribution type are divided into ram pumps and other kinds of pumps.

According to cyclic fuel measuring the distribution-type pumps may be divided into the following types:

- injection pumps;
- pumps with throttling in drawing in;
- pumps with an end cam;
- pumps with the internal profile cam.

Fuel pumps of the above types are manufactured at the "Fuel Equipment" plant in Vilnius (Lithuania). These are mainly ram pumps of distribution type measuring fuel by injection, while the ram drive has a cam of a corresponding external profile.

2. Major indicators of HPFP malfunction and determination of failure frequency distribution

Based on the data collected during two years of HPFP operation, a number of random values m_i and heights of histograms H_i were determined, assuming the intervals $\Delta_i = 100$ motor hours.

The data were tabulated (Table 1) and then a histogram of random value distribution was drawn. From it we can see that the experimental distribution of the random value may be determined according to Waybull's distribution law.

Category №	Interval t_i	Experimental frequences m_i^*	Statistical probabilities P_i	Height of histograms H_i
1	100	30	0,1091	0,001091
2	200	23	0,0836	0,000836
3	300	24	0,0873	0,000873
4	400	20	0,0727	0,000727
5	500	15	0,0545	0,000545
6	600	10	0,0364	0,000364
7	700	11	0,0400	0,0004
8	800	11	0,0400	0,0004
9	900	6	0,0218	0,000218
10	1000	11	0,0400	0,0004
11	1100	10	0,0364	0,000364
12	1200	12	0,0436	0,000436
13	1300	6	0,0218	0,000218
14	1400	9	0,0327	0,000327
15	1500	6	0,0218	0,000218
16	1600	7	0,0255	0,000255
17	1700	4	0,0145	0,000145
18	1800	3	0,0109	0,000109
19	1900	7	0,0255	0,000255
20	2000	8	0,0364	0,000364
21	2100	10	0,0364	0,000364
22	2200	4	0,0145	0,000145
23	2300	4	0,0145	0,000145
24	2400	5	0,0182	0,000182
25	2500	3	0,0109	0,000109
26	2600	1	0,0036	3,64E-05
27	2700	3	0,0109	0,000109
28	2800	5	0,0182	0,000182
29	2900	3	0,0109	0,000109
30	3000	2	0,0073	7,27E-05
31	3100	2	0,0073	7,27E-05

Tab. 1. Statistical representation of initial data

Mean life:

$$M(t) = \sum_{i=1}^{n} t_{i} \frac{m_{i}^{*}}{\sum_{i=1}^{n} m_{i}^{*}} = 100 \frac{30}{275} + 200 \frac{23}{275} + \dots +$$

$$+ 310 \frac{2}{275} = 1035,64 \text{ motorhours}$$
(1)

Mean square deviation:

$$\sigma(t) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} [t_i - M(t)]^2 \cdot p_i} = 824,7 \text{ motorhours} \quad (2)$$

Mean square deviation of the mean result:

$$\sigma_{M(t)} = \frac{\sigma(t)}{\sqrt{K}} = \frac{824.7}{\sqrt{31}} = 148.1 \text{ motorhours} \quad (3)$$

Coefficient of variation:

$$V = \frac{\sigma(t)}{M(t)} = \frac{824,7}{1035,64} = 0,796$$
(4)

Equalization of experimental distribution is carried out according to Waybull's law

Basing ourselves on Table 2 we determine the parameters of distribution of Waybull's values:

$$n = \psi(V) = \psi(0,796) = 1,27, K_V = 0.93;$$

$$C_V = 0,74$$
(5)

The second parameter of Waybull's distribution:

$$a = \frac{\sigma}{C_{\nu}} = \frac{824,7}{0,74} = 1114 \tag{6}$$

The corrected mean life:

$$M_{pat} = a \cdot K_{V} = 1114 \cdot 0.93 = 1036.4 \text{ motorhours}$$
 (7)

Finally, the density of probability for a considered flow of failures is of the form:

$$f(t) = \frac{n}{a} \cdot \left(\frac{t}{a}\right)^{n-1} \cdot e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^n}$$
(8)



Fig.1. Histogram of random value distribution and differential function

The integral function:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^n}$$
⁽⁹⁾

Then, we calculate the probability density of Waybull's law and the integral function.

The obtained data are tabulated (Table 2). The obtained values of probability densities are plotted in a graph (Fig.1), thereby equalizing the experimental distribution according to Waybull's law.

One can see that the experimental distribution is quite comparable to a particular case of Waybull's law. For this purpose, let us calculate the probabilities of occurrence of a random value in the categories from an approximate formula:

$$P(\alpha_i < t < \beta_i) \sim f(t) \Delta t \tag{10}$$

By multiplying $P_i \cdot N$, we will get the theoretical frequencies of the occurrence in the categories. The data of calculation are given in Table 2. Now, let us determine the values of Pearson's criterion x^2 :

$$\chi^{2} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\left(m_{i}^{*} - m_{i}^{*}\right)}{m_{i}} = \frac{\left(30 - 16,78\right)^{2}}{16,78} + \frac{\left(23 - 17,99\right)^{2}}{17,99} + \dots + \frac{\left(2 - 1\right)^{2}}{1} = 57,9$$
(11)

Tab. 2.	Calculation	of values f (t)) and $F(t)$	for Wavbull's	distribution law
1401 -	Cure and the office		,	101 114 0 411 0	

Class mark t_i	t_i/a	$a \cdot f(t)$	f(t)	Theoretical frequencies m_i	F(t)
100	0,090	0,635	0,00057	16,78	0,0457
200	0,180	0,713	0,00064	17,99	0,1067
300	0,269	0,735	0,00066	18,21	0,1721
400	0,359	0,735	0,00066	17,88	0,2383
500	0,449	0,713	0,00064	17,22	0,3033
600	0,539	0,680	0,00061	16,36	0,3659
700	0,628	0,646	0,00058	15,37	0,4254
800	0,718	0,602	0,00054	14,33	0,4813
900	0,808	0,557	0,0005	13,28	0,5334
1000	0,898	0,512	0,00046	12,18	0,5817
1100	0,987	0,468	0,00042	11,17	0,626
1200	1,077	0,434	0,00039	10,18	0,6666
1300	1,167	0,390	0,00035	9,21	0,7036
1400	1,257	0,356	0,00032	8,33	0,7371
1500	1,346	0,323	0,00029	7,48	0,7674
1600	1,436	0,290	0,00026	6,74	0,7946
1700	1,526	0,256	0,00023	5,99	0,8191
1800	1,616	0,234	0,00021	5,36	0,8409
1900	1,706	0,201	0,00018	4,76	0,8604
2000	1,795	0,178	0,00016	4,23	0,8777
2100	1,885	0,156	0,00014	3,74	0,8931
2200	1,975	0,145	0,00013	3,30	0,9067
2300	2,065	0,123	0,00011	2,92	0,9187
2400	2,154	0,111	0,0001	2,56	0,9293
2500	2,244	0,100	0,00009	2,23	0,9386
2600	2,334	0,089	0,00008	1,98	0,9467
2700	2,424	0,078	0,00007	1,71	0,9539
2800	2,513	0,067	0,00006	1,51	0,9601
2900	2,603	0,056	0,00005	1,29	0,9656
3000	2,693	0,045	0,00004	1,13	0,9703
3100	2,783	0,045	0,00004	7,04	0,9744

If the coefficient $\alpha = 0,0001$, then, by using the tables [1] of distribution of x^2 , we will get $x^2_{0,9999,31} = 61,1$. Therefore, it may be stated that the hypothesis was true.

The admissible intervals of Waybull's distribution law may be calculated from the following formulas:

$$M_{V} = M(t) \cdot \sqrt[n]{r_{1}} = 1036, 4 \cdot \frac{1,27}{1,38} = 1335, 58 \text{ motoval (12)}$$
$$M_{A} = M(t) \cdot \sqrt[n]{r_{3}} = 1036, 4 \cdot \frac{127}{0,76} = 834,99 \text{ motoval (13)}$$

here, r_1 and r_3 – coefficients depending on the number of the observed objects N and the assumed expected probabilities [1], which are 0,95 in our case.

It may be stated with the probability of 95 % that HPFP will operate without failure not less than 834, 99 motor hours and not more than 1335, 58 motor hours.

3. Causes of HPFP failure

All causes of failure of the pumps may be classified as shown in the diagram in Fig.2. Major causes of failure are as follows:

- ram jamming due to poor fuel filtering, tiny dirt particles get into the gap between the cylinder and the ram, making a kinematic couple. Their amount depends on the gap;
- jumping out of the lock pusher poor machining of the crankshaft;
- jamming of meter or its drive poor fuel filtering system;
- malfunction of automatic clutches manufacturing defects;
- fuel penetration into the crankcase damaged or poor quality gaskets;



ram jamming

■jumping out of the lock pusher

■jamming of meter or its drive

I malfunction of automatic clutches

⊠fuel penetration into the crankcase

□ damage of low-pressure fuel pump

maladjustment of the fuel pump

violation of operating rules

□ failure of the regulator's bearings

breaking down of the intermediate gear-wheel teeth

🖪 other defects of manufacturing

Fig. 2. HPFP failure distribution

- damage of low-pressure fuel pump worn-out parts, poor work of coarse filter;
- violation of operating rules irregular inspection and poor maintenance;
- breaking down of the intermediate gear-wheel teeth defects of assembly.

4. References

- [1] Ivčenko G.I., Medvedev J.J.: Mathematical Statistics, Moscow, Vysshaya Shkola, 1984, 248 p.
- [2] Golubkov L.N., Savastenko A.A.: *High-Pressure Fuel Pumps of Distribution Type*. Moscow, Legion Avtodata, 2000, 176 p.

Prof. dr hab. Alvydas PIKŪNAS

Automobile Transport Department, Vilnius Gediminas Technical University, Basanaviciaus g. 28, LT-2009 Vilnius, Lithuania, Tel.: 370-5-2744789; Fax: 370-5-2745068 E-mail: vaida@ti.vtu.lt

Prof. dr hab. Bronislovas SPRUOGIS J. JUREVIČIUS

Department of Transport Technologic Equipment, Vilnius Gediminas Technical University, Plytinės g. 27, LT-2040 Vilnius, Lithuania, Tel.: 370-5-2744783; Fax: 370-5-2745060 E-mail: tti@ti.vtu.lt

WPŁYW NACHYLENIA NA PROCES SEPARACJI SITOWEJ W KOMBAJNIE DO ZBIORU ZBÓŻ

THE INFLUENCE OF THE SLOPE ON THE PROCESS SIEVE SEPARATION IN THE COMBINE HARVESTER TO THE CLASS OF GRAIN

W artykule przedstawiono teoretyczne rozważania nad koncepcją eksperymentu badawczego wykorzystania sita sekcyjnego o zmiennej geometrii na przykładzie sita żaluzjowego, które jest zastosowane w kombajnie zbożowym pracującym w warunkach nachylenia terenu.

Słowa kluczowe: przesiewanie, rozkład masy, separacja sitowa

In the article one introduced theoretical considering over the conception of the experiment of exploratory using of the sectional sieve about the changeable geometry on the example of the blind sieve which is applied in the working harvester-thresher conditioned of the slope of the ground.

Keywords: blade sieve, inclination, cleaning, combine-harvester and simulation

1. Wprowadzenie

W rolnictwie podczas użytkowania maszyn do zbioru ziemiopłodów wielokrotnie stosowanym jest proces separacji sitowej. Istotne znaczenie tego procesu w kombajnach do zbioru roślin nasiennych wymaga przedstawienia jego podstawowych uwarunkowań.

Z technologicznego punktu widzenia rozwój konstrukcji kombajnów zwanych zbożowymi zmierza w kierunku [1]:

- przystosowania ich do zbioru jak najszerszej grupy roślin nasiennych o odmiennych właściwościach fizyko - mechanicznych;
- wzrostu przepustowości ogólnej;
- poprawy skuteczności procesu separacji nasion w warunkach pracy w terenach nachylonych.

Przystosowanie maszyny do zbioru dużej grupy roślin zapewnia zastosowanie w kombajnach zbożowych sit żaluzjowych [5].

Podczas pracy kombajnów zbożowych w terenach górzystych pojawiają się trudności z wykorzystaniem nominalnej, konstrukcyjnie zakładanej przepustowości zespołu czyszczącego, równoważnej przepustowości pozostałych zespołów maszyny. Wtedy to rosnące straty ziarna zmuszają do ograniczenia eksploatacyjnie wykorzystywanej przepustowości maszyny. W łańcuchu przyczyn i skutków, które można przedstawić tak

1. The introduction

In the agriculture during exploitation of machines to the harvest of agricultural products repeatedly in use is the process sieve separation. The essential meaning of this process in combine harvesters to the harvest of seed plants demands introducing of his fundamental conditionings.

From technological the point of view the development of the construction of called combine harvesters aims toward [1]:

- adapting their to the harvest of as latissimus group of seed plants about different physics
 mechanical proprieties ;
- the height of the general capacity;
- improvements of the effectiveness of the process of the separation of seeds conditioned of the work in inclined grounds.

The adaptation of the machine to the harvest of the large group of plants assures the application in harvester-threshers of blind sieves [5].

During the work of harvester-threshers in mountainous countries they appear the hardness with the utilization of the nominal, constructively established capacity of the cleaning aggregate which is equivalent capacity of remaining aggregates of the machine. At this juncture growing losses of corn make to the limitation exploited capacity of the machine. In the chain jak na rys. 1, na końcu pojawia się zawsze istotny aspekt ekonomiczny. Do ograniczenia wymienionych negatywnych skutków i poprawy skuteczności kombajnów zbożowych podczas ich pracy na pochyłościach firmy produkujące kombajny zbożowe stosują różne rozwiązania [6]. of reasons and results which can be introduced so as on fig. 1, on end appears the always essential economic aspect. To the limitation of specified negative results and improvements of the efficaciousness of harvesterthreshers, during their work on inclinations, firm producing harvester-threshers use different answers [6].



Rys. 1. Ciąg przyczyn i skutków pracy kombajnów zbożowych w terenach górzystych Rys. 1. Fig. 1 Cause and effect sequence of the work of combine harvesters in mountainous areas

Jako technologicznie skuteczne, prezentowane są w literaturze następujące rozwiązania konstrukcyjne:

- automatyczne poziomowanie całej bryły młocarni kombajnu;
- poziomowanie zespołu kosza sitowego;
- wyrównywanie czyszczonych mas na sicie pomocniczym strumieniem powietrza;
- sterowanie zmianą parametrów ruchu drgającego sita.

Istotną wadą wszystkich wymienionych rozwiązań jest bardzo wysoki koszt ich zastosowania.

Z kolei brak jest rozwiązań idących w kierunku zmian geometrii sita, które to powinny być rozpatrywane właśnie z uwagi na aspekt ekonomiczny [3].

2. Warunki i przebieg procesu separacji na sitach żaluzjowych

Sito żaluzjowe jest sitem szczelinowym, w którym zmiana kąta nachylenia żaluzji powoduje zmianę szczeliny roboczej dostosowywanej do wymiaru poprzecznego ziarna. Ustalony w trakcie regulacji szczeliny kat nachylenia żaluzji pozostaje stały względem płaszczyzny kosza sitowego i płaszczyzny głównej sita (rys. 2). O przesiewalności takiego sita decydują wielkość szczeliny i kinematyka kosza sitowego .

W kombajnach zbożowych kinematyka kosza sitowego została zoptymalizowana z uwagi na kryterium maksymalnej wydajności jednostkowej sita. Dla ustalonego kąta roboczego płaszczyzny głównej sita względem poziomej płaszczyzny – XZ kartezjańskiego układu odniesienia (rys. 2) - β_0 wynoszącego od 0 do 5°, istnieją więc optymalne warunki grawitacyjnego przesiewania masy zbożowej. Wtedy to, czynnikiem decydującym o przepustowości zespołu sitowego

As technologically effective and presented in literature are the following constructional solutions:

- automatic levelling of the whole solid of a combine harvester's thresher
- levelling of the sieve basket component
- levelling of the cleaned mass on the supportive sieve with the air stream
- controlling the change of parameters of oscillation notion of a sieve

Essential fault of all these solutions is a very high cost of their application.

There is lack of solutions leading to changes of sieve geometry, which because of economical aspect should be analyzed first [3].

2. Conditions and the course of the process of the separation on blind sieves

The blind sieve is a crevice - sieve, where the change the slope angle of blind causes the change of the working chink adapted to the dimension of cross grain. Settled under of the adjustment of the chink the angle of the inclination of blind is constant in relation to the surface sieve basket and the major area of the sieve (fig. 2). About the right work of such sieve determine the size of the chink and the kinematics sieve basket .

In harvester-threshers the kinematics sieve basket remained optimized in consideration of the criterion of the individual burst performance of the sieve. For the settled working angle of the main surface of the sieve in relation to the horizontal surface - XZ of the Cartesian reference frame (fig. 2) - β_0 of carrying out from 0 to 5°, exist so optimum conditions of gravitational sieving of the cereal substance. At this juncture, a decisive factor about the capacity sieve aggregate becomes the size of

staje się wielkość powierzchni czynnej sita, co przy poprzecznym promieniowo – stycznym zespole młócącym oznacza długość sita. Wydłużenie sita niesie ze sobą zwykle szereg negatywnych skutków, między innymi wzrost masy własnej maszyny i powiększenie jej wymiarów zewnętrznych. Powierzchnia (długość) sita dobrana z uwagi na parametr przepustowości ogólnej może w warunkach pracy w nachyleniu poprzecznym być niewystarczająca i skutkować pogorszeniem warunków czyszczenia masy zbożowej oraz wzrostem strat. the active area of the sieve, what at transverse radially - the tangential aggregate threshing determines the length of the sieve. The extension of the sieve carries usually the series of negative results, among other things the height of the own mass of the machine and the increase of her externals measurements. The surface (the length) of the sieve well-chosen in consideration of the parameter of the general capacity can conditioned of the work in the transverse slope be inadequate and take effect with the worsening of conditions of the cereal substance cleaning and with the height of losses.



Rys. 2. Kąty nachylenia płaszczyzny głównej sita względem poziomu Fig. 2. Slope angles of the main surface of the sieve in relation to horizontal line

Proces rozdziału mieszaniny zbożowej następuje w wyniku:

• przemieszczania się ziaren celnych przez inne frakcje oraz

 przedostawania się frakcji ziarna przez szczeliny między żaluzjami sita. The separation process of grain mixture is a result of:

- movement of accurate grain though other fractions and
- as a result of movement of grain fractions through the hole (between the blades) of the sieve



- Rys. 3. Model separacji ziaren na granicy ośrodków: ziarno celne inne frakcje, ziarno celne płaszczyzna sita żaluzjowego [Beck i inni 1997]
- Fig. 3. The model of the separation of grains on the border of centres: accurate grain other fractions, accurate grain the surface of the blind sieve [Beck i inni 1997]

Eksploatacja i Niezawodność nr 3/2004

Zjawisko przemieszczania się ziaren zachodzi na granicy cząstek reprezentujących różne frakcje mieszaniny (rys. 3). Przedstawiony model separacji zakłada grawitacyjne przesiewanie frakcji ziarna celnego i podziarna. Intensywność przemieszczania się ziaren celnych (w dół wzdłuż zaznaczonej osi Y) zależy od względnego ruchu mieszaniny oraz od rozkładu sił działających na cząstkę.

Jeżeli płaszczyzna główna sita tworzy względem poziomu kąt $\beta = \beta_0$, a jest nachylona w płaszczyźnie XY pod kątem α to siła ciężkości cząstki elementarnej rozkłada się na trzy składowe (rys. 4). The phenomenon of grain movement takes place on the boundary of particles representing different fractions of the mixture (fig.2). Introduced model of the separation makes the gravitational sieving of the fraction of straight grain and subgrains. The intensity of movement of accurate grains (downward along the marked axis Y) depends on relative motion of the mixture and on distribution of forces operating on the particle.

If the main surface of the sieve makes in relation to the horizontal line the angle $\beta = \beta_o$ and is sloping in the surface XY at an angle of α this the gravity force of the elementary particle decomposes on three constituents (fig. 4).



Rys. 4. Rozkład sił działających na cząstkę elementarną przy pochyleniu podłużnym i poprzecznym płaszczyzny sita Fig. 4. Distribution of forces operating on elementary particle in longitudinal and transverse sieve plane

Wielkości poszczególnych składowych można wyznaczyć w oparciu o podstawowe zależności geometryczne:

$$G_{\rm r} = G \cdot \sin \alpha \tag{1}$$

$$G_{y} = G \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \tag{2}$$

$$G_{z} = G \cdot \sin\beta \tag{3}$$

W związku z wyżej zapisanymi zależnościami geometrycznymi można stwierdzić, że zmianie w stosunku do analizowanego rozkładu sił ulega wartość składowej pionowej siły ciężkości G_y . Powoduje to zmniejszenie wartości reakcji normalnej N, którą można opisać wzorem:

$$N = m \left[\omega^2 r \cdot \cos \omega t \cdot \sin \gamma + g \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \right]$$
(4)

Wartość reakcji normalnej N ma wpływ na ruch ziarna w kierunku osi Y oraz wartość siły tarcia występującej między cząstką a powierzchnią sita:

$$T = [\omega^2 \cdot r \cdot \cos\omega t \cdot \sin\gamma + g \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta] \ m \cdot tg \cdot \varphi \ (5)$$

Quantities of particular component forces can be defined on the basis of fundamental geometrical dependencies:

$$G_{v} = G \cdot \sin \alpha \tag{1}$$

$$G_{y} = G \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \tag{2}$$

$$G_{z} = G \cdot \sin\beta \tag{3}$$

Accordingly with the geometrical dependencies listed above we can state that value of the component – vertical gravity force G_y undergoes a change in relation to the analysed force distribution. This causes decrease in value of normal reaction *N*, which can be described by the formula:

$$N = m \left[\omega^2 r \cdot \cos \omega t \cdot \sin \gamma + g \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \right] \quad (4)$$

Value of normal reaction has influence on the grain movement toward axis Y and the value of friction force occurring between the particle and the sieve surface:

 $T = [\omega^2 \cdot r \cdot \cos\omega t \cdot \sin\gamma + g \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta] \ m \cdot tg \cdot \varphi \ (5)$

Wartość tej siły ma wpływ na przemieszczanie się cząstki po sicie w kierunku osi X.

Powyższe zapisy skłaniają do stwierdzenia, że pochylenie poprzeczne kosza sitowego ma niekorzystny wpływ na ruch ziarna w płaszczyźnie XY i wywiera zdecydowany wpływ na ruch cząstki w kierunku osi Z.

W analizowanej płaszczyźnie ZY na cząstkę działa siła (stała przy stałym pochyleniu poprzecznym) G_z określona zależnością:

$$G_{z} = G \cdot \sin\beta = m \cdot g \cdot \sin\beta \tag{6}$$

W związku z tym ziarno w kierunku poprzecznym przemieszcza się ruchem zbliżonym do jednostajnie przyspieszonego. Wielkość przemieszczenia pojedynczej cząstki w kierunku osi Z można opisać funkcją stopnia drugiego, gdzie jako zmienną można przyjąć czas ruchu cząstki wzdłuż sita:

$$Z = \frac{gt^2}{2} \tag{7}$$

W rzeczywistości wielkość przemieszczenia jest mniejsza, a wiąże się to z faktem, że przemieszcza się nie pojedyncza cząstka lecz masa materiału ziarnistego o pewnej grubości. Jednakże w konsekwencji ruch ten powoduje niekorzystne zjawisko przesuwania się masy czyszczonej w kierunku pochylenia. Jeżeli połączy się to z mniejszą skutecznością pracy sita w płaszczyźnie podłużnej XY (opisane wyżej zmniejszenie siły *N*) to należy się spodziewać tego, iż część ziaren celnych, a nieprzesianych przez otwory sita zostanie wydalona na zewnątrz maszyny.

Zmiana kąta nachylenia wzdłużnego sita $\beta \neq \beta_0$ (rys. 5) pojawia się podczas pracy (jazdy) maszyny poprzecznie do warstwic. Idealizując rozpatrujemy wtedy jazdę prostopadłą do warstwic "pod górę" (a) i "w dół" (b). Nachylenie płaszczyzny głównej β + i β - powoduje dodatnie i ujemne przyśpieszenie (opóźnienie) biegu masy zbożowej w kierunku punktu C (rys. 6). Value of this force has influence on the displacement of a particle on the sieve toward axis X.

The above records, incline to make a statement that transverse inclination of sieve basket has negative effect on the grain movement on plane XY and has a determined effect on the particle movement towards axis Z.

In the analyzed plane YZ, the particle is influenced by a force (constant in constant transverse inclination) denoted by the following dependence.

$$G_{z} = G \cdot \sin\beta = m \cdot g \cdot \sin\beta \tag{6}$$

Because the grain is shifting in transverse direction in a motion similar to uniformly accelerated motion. The quantity of the dislocation of a single particle towards axis Z can be described by quadratic function, where for variable we can take the time motion of a particle moving along the sieve:

$$Z = \frac{gt^2}{2} \tag{7}$$

In reality the dislocation quantity is lower, it is connected with the fact that not a single particle is dislocated but a mass of granular material of certain thickness. However, as a consequence of this, the motion causes negative phenomenon of shiftment of the mass being cleaned towards inclination. If it is connected with lower effectiveness of work of a sieve in longitudinal plane YZ (described above decrease of force N), then we shall expect that part of accurate grains which are not sieved through the sieve holes will be removed outside the machinery.

The change the slope angle of the longitudinal $\beta \neq \beta_0$ (fig. 5) appears during the machine work (drives) crosswise to contour lines. We idealizing examine the drive the normal to contour lines "uphill" (a) and "downhill" (b). The slope of the main β + and β - causes the positive and negative acceleration (the retard) of the motion of the cereal substance toward of the point C (fig. 6).



Rys. 5. Rozkład sił działających na cząstkę w płaszczyźnie ZY (pochylenie wzdłużne kosza sitowego) Fig.5 Distribution of forces operating on a particle in plane ZY (transverse inclination of a sieve basket)



Rys. 6. Schemat wzdłużnych zmian położenia płaszczyzny głównej sita wraz z rozkładem sił działających na element ziarnisty: a-jazda "w górę", b- "w dół"

Fig. 6. The schema longitudinal the delocalization of the main surface of the sieve together with the distribution of working forces on the grainy element: a - the drive "up-hill", b - "downhill"

Wyposażenie kombajnów w sita żaluzjowe jest konsekwencją ich przystosowania do zbioru wielu roślin nasiennych. Geometrię tych sit trzeba rozpatrywać w odniesieniu do kierunku działania siły grawitacji i płaszczyzny poziomej. Jak widać ze schematu (rys. 6) zadany w wyniku otwarcia szczeliny roboczej kąt nachylenia żaluzji pozostaje stały względem płaszczyzny głównej sita. Jednak wraz ze zmianą nachylenia wzdłużnego płaszczyzny głównej sita, gdy $\beta \neq \beta_0$ ulega zmianie kąt nachylenia żaluzji do kierunku siły grawitacji (*G*).

Podczas jazdy "pod górę" mamy do czynienia z ujemną zmianą kąta nachylenia płaszczyzny głównej sita (β -). Wraz z tym następuje geometryczne zamknięcie szczelin roboczych sita (fragment a) oraz przyspieszenie ruchu masy zbożowej w kierunku punktu C. Podczas jazdy "w dół zbocza", wraz z geometrycznym otwarciem szczelin (fragment b) pojawiają się korzystniejsze warunki przesiewania frakcji ziarna i podziarna. Jednak ujemne przyspieszenie biegu masy zbożowej może utrudnić wydalanie nieprzesianej frakcji zanieczyszczeń grubych.

3. Podsumowanie

Prezentowana analiza kinematyki procesu separacji sitowej w kombajnach zbożowych, wykazała trudności z zastosowaniem sit żaluzjowych w warunkach zmiennego nachylenia terenu. Zarówno w warunkach nachylenia bocznego jak i wzdłużnego wraz ze wzrostem kąta nachylenia rosną straty generowane w zespole separatora sitowego.. Szczególnie niekorzystne The equipment of combine harvesters into blind sieves is a consequence of their adapting to the harvest of many seed plants. The geometry of these sieves it is necessary to analyze with reference to the current of activity of the gravitate force and the horizontal level. How can be seen from the schema (fig.6) given in consequence of the opening of the working chink the slope angle of blind is constant in relation to the main surface of the sieve. However together with the change of the longitudinal inclination of the main surface of the sieve, whilst $\beta \neq \beta_0$ indulges to the change the slope angle of blind to the direction of the gravitational force (*G*).

During the drive ,,up hill" deal with the negative change the slope angle of the main plane of the sieve (β -). Herewith follows the geometrical shut-down of working chinks of the sieve (the fragment a) and the acceleration of the flow of the cereal substance toward of the point C. During the drive ,,down of the slope", along with the geometrical opening of chinks (the fragment b) there appear advantageous terms of sieving of the fraction of grain and subgrains. The however negative acceleration of the run of the cereal substance can make difficult the expulsion of the unscreened fraction of thick impurities.

3. The resuming

Presented analysis of the kinematics of the sieve separation process in harvester-threshers, exhibited difficulties with the application of blind sieves conditioned of the changeable inclination of the ground. Both conditioned of the side- inclination as also longitudinal together with the increase the slope angle is grown by losses generated in the warunki separacji pojawiają się na płaszczyznowych sitach żaluzjowych, podczas ich pracy w nachyleniu wzdłużnym (β -). Wynikają stąd, zarówno wskazania eksploatacyjne, jak i konstrukcyjne. Prace konstrukcyjne zmierzać powinny do zapewnienia stałej prędkości przepływu masy zbożowej po powierzchni sit, ograniczenia bocznego jej przemieszczania oraz ustawienia kąta nachylenia żaluzji względem kierunku siły grawitacji. Ostatecznym efektem tych działań powinno być ograniczenie strat ziarna występujących przy pracy kombajnów zbożowych w warunkach terenów nachylonych. separator aggregate. Especially wrong conditions of the separation appear on plane blind sieves, during their work in the longitudinal inclination (β -). There result from here, both showings exploitative, as also constructive. Constructional works aim should to assuring of the constant of the drift velocity of the cereal substance after the surface of sieves, the sidelimitation of her translocation and settings the slope angle of blind in relation to the run of the gravitational force. With the definitive result of these works should be the limitation of losses of grain appearing at work of harvester-threshers conditioned of sloping grounds.

4. Literatura

- [1] Banasiak J.: Agrotechnologia, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1999.
- [2] Beck F., Zhao Y., Kutzbach H.D.: *Mähdreschersimulation*. *Modellierung der Korn/Stroh/Spreu Trennung*, Jahrgang Landtechnik 4/1997.
- [3] Bieniek J., Banasiak J., Detyna J.: *Analiza przesiewalności sit kombajnu zbożowego*, Zesz. Nauk. Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, Wydział Nauk Technicznych, Olsztyn, 2000, T. I.
- [4] Bieniek J., Banasiak J., Lewandowski B.: The analysis of grain mass distribution at selected positions of adjustable section sieve, Maintenance And Reliability, Polish Academy Of Sciences Branch in Lublin, nr 1 (13), 2002.
- [5] Byszewski W., Haman J.: Gleba, maszyna, roślina, Wyd. PWN, Warszawa 1977.
- [6] Gieroba J., Dreszer K.: *Nowe konstrukcje zespołów czyszczących w kombajnach zbożowych*, Maszyny i ciągniki rolnicze, nr 7-8, 1990.

Dr inż. Jerzy BIENIEK Prof. dr hab. inż. Jan BANASIAK

Zakład Eksploatacji Maszyn Rolniczych Instytut Inżynierii Rolniczej Akademia Rolnicza we Wrocławiu UI. Chełmońskiego 37/41, 51-630 Wrocław tel. 071-3205721, 071-3205702, tel/fax 3482486 e-mail: bieniek@imr.ar.wroc.pl e-mail: banasiak@imr.ar.wroc.pl

Dr inż. Jerzy DETYNA

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska UI. I. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław tel. 071-3202674, tel/fax 3227645, e-mail: jurek@wp.pl

LOCAL AND GLOBAL INSTABILITIES IN DUCTILE FAILURE

Catastrophic fracture in ductile solids is usually preceded by a certain amount of quasistatic crack growth that occurs as a result of void expansion and coalescence process associated with large deformations localized in the narrow zone adjacent to the crack leading edge. This zone is subject to a tri-axial state of stress, and its local properties may vary from those of the bulk material. To describe this condition a modified cohesive crack model is suggested based on the mesomechanical law of the S-stress distribution and equipped with the "fine structure" feature that is lacking in the standard model.

Subcritical crack growth may be likened to the phenomenon of "preliminary displacements" known in the studies encountered in the physics of tribology. Microscopic sliding of a solid block placed on an elastic-plastic substrate located on the inclined plane is observed to begin at angles somewhat smaller than the critical angle $\theta = \tan^{-1}(\mu)$, where μ denotes the coefficient of friction. With careful observational techniques these displacements can indeed be measured. Likewise, in the course of the early stages of ductile fracture, quasistatic crack growth is detected between the lower bound $K_1 = K_{int}$, tantamount to the onset of stable growth, and the upper bound $K_1 = K_f$, equivalent to occurrence of the catastrophic failure. While K_{int} is believed to be a material constant, the other quantity, K_f is determined not only by the material properties, but it also depends on specimen geometry, crack configuration and type of the external loading. The exact shape of the terminal instability locus represented in the plane (load, crack length) must be established by employment of the R-curve technique, in which the second variations of the energy terms are involved.

When the Liapunov criterion is invoked, then it appears that the propagation of a stable crack should be viewed as a sequence of local instability states, while transition to an unstable propagation becomes equivalent to the loss of global stability, as then the entire component breaks up. A moving quasistatic crack is described on the basis of the Wnuk criterion of final stretch, which leads to the nonlinear differential equations governing the resistance curves for various materials. Both the ductile and brittle limits of material response are discussed.

One of the essential results of this study is the partition of energy available for fracture within the end zone, accomplished by means of considerations of the pre-fracture states developed at the meso-level. This, in turn, leads to a discovery of the energy screening effect, which manifests itself by a significant enhancement of material fracture toughness prior to the catastrophic failure state. Such phenomena are being confirmed by the brilliant experimental work of the Panin group in Tomsk, and Popov's team in Berlin.

Keywords: ductile, brittle, deformation and fracture, non-elastic response, energy of fracture, quasistatic crack, resistance curves.

1. Early Stages of Crack Growth in Nonelastic Solids

To assess the residual strength and the resistance to fatigue crack propagation in welded structures, it is necessary to define a set of parameters relevant for safe service. Due to a high level of heterogeneity and non-elastic response to fracture encountered in the materials involved in the welded joints, the required definitions fall out of the LEFM range and they must be derived from the nonlinear Fracture Mechanics. When the residual strength of welded joints is considered, almost all experimental techniques recommended by the British Standards 7448, just as the appropriate ASTM standards, involve determination of the CTOD, usually based on the δ_5 concept – as defined by the German research group at GKSS, or the J-integral resistance curves, as preferred by the American standards set by the ASTM. These R-curves should be measured independently for the base metal, the weld metal, the heat-affected zone, and then for the entire specimen that consists of all these components.

If all the various fracture mechanics parameters, used to measure an enhancement of fracture toughness during the early stages of fracture, such as δ_5 or J_R , are denoted by a common symbol R, then the rate of toughness increase associated with growth of the subcritical crack, can be predicted as follows

$$\frac{dR}{da} = M - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\log(\frac{4R}{\Delta}) \tag{1.1}$$

This equation was first proposed by Wnuk (1972, 1974) on the basis of his theory of quasistatic crack and assuming a structured nature of the end-zone adjacent to the crack front, and several years later it was derived independently by Rice and Sorensen (1978) and Rice et al. (1980) from considerations of the Prandtl slip-line field in the near-tip region. Eq. (1.1) defines material resistance R-curve for the small scale yielding range. However, studies have shown the equation remains valid and produces correct results for loads σ raised to 70% of the yield stress σ_y , cf. Wnuk (1990, 2001). Symbol M in (1.1) denotes the tearing modulus, while Δ is the characteristic microstructural length parameter identified with the size of the process zone, i.e., the zone of intensive necking occurring just prior to the final act of fracture.

For the range of crack tip plasticity considered here the resistance parameter R and the J_R variable are directly related, namely R = $(\pi E/8\sigma_{\rm Y}^2)J_{\rm R}$, while the nondimensional tearing modulus M is related to Paris' tearing modulus T_J= $(E/\sigma_{\rm Y}^2)(dJ/da)_{\rm ini}$ and to Shih's crack tip opening angle CTOA= δ/Δ , with δ denoting Wnuk's constant of final stretch, cf. Wnuk (1979), in the following way: M = $(\pi/8)T_{\rm J}$ and M= $(\pi E/8\sigma_{\rm Y})$ CTOA. Here, E denotes the Young modulus and $\sigma_{\rm Y}$ is the effective yield stress at the crack front, while σ_0 is the uni-axial yield stress. For a pressure-vessel steel such as A 533 B, the approximate values of the pertinent material constants are, $\sigma_0/E = 3*10^{-3}$, $T_{\rm J} = 50$, CTOA = 0.15, $\Delta = (1/10)R_{\rm c}$, where the characteristic material length parameter $R_{\rm c} = (\pi/8)K_{\rm Lc}^2/\sigma_{\rm Y}^2$.

The length Δ represents the constant crack growth step and it can be estimated as follows

- for brittle materials

$$\Delta = \frac{(2\gamma)E}{\sigma_{mol}^2} \tag{1.2}$$

- for quasi-brittle or ductile materials

$$\Delta = \frac{EG_f}{S_{\max}^2} \tag{1.3}$$

Here, the symbol γ is used to denote surface tension, σ_{mol} is the molecular strength ($\approx E/30$), G_f (equivalent to 2γ for the brittle fracture case) is the true work of fracture, while S_{max} is the maximum stress in the

Wnuk-Legat cohesive-stress distribution law proposed for a quasistatic crack, cf. Wnuk and Legat (2002):

$$S(\lambda, n, \alpha) = S_0 \lambda^n \exp[\alpha(1-\lambda)], \lambda = x_1 / R \quad (1.4)$$

This formula implies a certain "separation law", which within the framework of the continuum mechanics must be appended to the constitutive equations whenever possibility of fracture is considered. In (1.4)the distance of any point within the end-zone from the leading edge of crack (x_1) is represented by the nondimesional variable λ , given as the ratio of x₁ and the length of the end-zone R. Symbol S₀ denotes the local value of the yield point, which is σ_{y} corrected for the triaxiality constraint factor prevailing in the vicinity of the crack front. Coefficients n and α reflect the effects of the microstructure on the physical properties of the end zone associated with a quasistatic crack. Wnuk and Legat (2002) showed how these mesomechanical quantities might be connected to macroscopic parameters such as the over-stress ratio S_{max}/S_0 and the ductility index ρ_i , obtainable in laboratory testing.

Note that for a propagating crack R is a function of the current crack length, R = R(a). This function results upon integration of Eq. (1.1) subject to the initial conditions, at $a = a_0$, $R = R_{ini}$. The modulus M is a very important parameter, and it may be shown to be proportional to the natural logarithm of the strain ratio $\varepsilon_n^{f}/\varepsilon_0$, namely

$$M \propto \log(\varepsilon_p'/\varepsilon_0) \tag{1.5}$$

where the numerator represents the plastic component of the strain at fracture, while the denominator is the strain measured at the onset of yield.

Setting the derivative dS/d λ to zero results in determination of the maximum stress S_{max} and the location of its occurrence relative to the crack front, $\lambda_{max} = \Delta/R$. This means that the point at which one observes the maximum stress coincides with the outer edge of the process zone, $x_1 = \Delta$, while S_{max} is given as

$$S_{\max} = S_0 \left(\frac{\Delta}{R}\right)^n \exp\left[\alpha \left(1 - \frac{\Delta}{R}\right)\right]$$
 (1.6)

If we invoke Wnuk and Mura rule, cf. Wnuk and Mura (1983)

$$\frac{\Delta}{R} = \frac{1}{1 + \varepsilon_p^{\prime} / \varepsilon_0} \tag{1.7}$$

then S_{max} can be expressed as a function of two microstructural variables, S_0 and the ratio $\epsilon=\epsilon_0/\epsilon_p^{~f},$ namely

$$\mathbf{S}_{\max} = \mathbf{S}_{\max}(\alpha, \mathbf{n}, \mathbf{S}_0, \varepsilon) \tag{1.8}$$

For ductile steels ε is small. Using the power series expansions expression (1.6) may be reduced to

$$\mathbf{S}_{\max} = \mathbf{S}_0 \varepsilon^n \exp[\alpha(1-\varepsilon)] \tag{1.9}$$

Hence, we obtain an assessment of the over-stress factor S_{max}/S_0 , valid for small ϵ

$$\frac{S_{\max}}{S_0} = \exp\left[n\log\varepsilon + \alpha(1-\varepsilon)\right]$$
(1.10)

Substituting in here the values typical for a low-carbon steel

$$\begin{split} \epsilon_{_0} &= 2\% \quad \epsilon_{_p}^{~f} = 20\% \quad \epsilon \ = \ 0.1 \\ n \ = \ 0.1 \quad \alpha \ = \ 1 \ \ (1.11) \end{split}$$

we obtain an estimate

$$S_{max} = 1.95 S_0$$
 (1.12)

This indicates an almost two-fold increase of the S-stress within the microstructural length Δ , relative to the reference level, S_0 . It is noteworthy that for the metals of high ductility the ratio S_{max}/S_0 approaches 1, while at the brittle end of the material behavior spectrum this ratio is an order of magnitude greater.

Equation (1.1) can be readily integrated numerically and it yields a monotonically increasing material resistance curve, representing such quantities as the CTOD (given by δ_5) or J_R , from the initial threshold of the crack propagation R_{ini} to the steady-state level, R_{ss} . Of course, the occurrence of the terminal instability is expected long before R reaches R_{ss} . Yet, these two bounds, R_{ini} and R_{ss} , determine the shape of the entire R-curve. The initial slope of an R-curve follows from Eq. (1.1) as

$$\left(\frac{dR}{da}\right)_{ini} = M - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\log\left(\frac{4R_{ini}}{\Delta}\right) \qquad (1.13)$$

For the slow stable crack growth to exist, this slope must be positive, which implies

$$M \ge M_{\min} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2}\log(\frac{4R_{ini}}{\Delta})$$
 (1.14)

Using the Wnuk-Mura equality (1.7) one may estimate the minimum tearing modulus

$$M_{\min} = \frac{1}{2} \log \left(\frac{4eR_{ini}}{\Delta} \right) \propto \log \left(\epsilon_p^f / \epsilon_p^f \right) \quad (1.15)$$

which justifies statement (1.5).

At the steady-state limit, when $R \rightarrow R_{ss}$, the slope dR/da approaches zero. This leads to a relation

$$0 = M - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \log \left(\frac{4R_{ss}}{\Delta} \right)$$
 (1.16)

Hence, it follows

$$R_{ss} = \frac{\Delta}{4} \exp\left[2M - 1\right] \tag{1.17}$$

Introducing the ductility index, $\rho_i = R_{ini}/\Delta$ and dividing both sides of the Eq. (1.17) by R_{ini} , we obtain a new quantity

$$m = \frac{R_{ss}}{R_{ini}} = \frac{1}{4\rho_i} \exp\left[2M - 1\right]$$
(1.18)

As it turns out all the pertinent entities that describe growth of a quasistatic crack or a fatigue crack in welded joints exhibit a strong dependence on the coefficient m. This coefficient, in turn, is a function of two essential material parameters, the strain ratio ϵ (or ductility index ρ_i) and the fracture enhancement factor κ , defined as follows

$$\kappa = M/M_{\min} \tag{1.19}$$

In order for quasistatic crack growth to precede the event of catastrophic failure, κ must be greater than one. For example, for $\rho_i = 10$ and $\kappa = 1.2$, one obtains $M_{min} = 2.3444$ and M = 2.8133.

During the process of slow stable crack extension the energy criterion of fracture, dictated by the First Law of Thermodynamics, requires that the rate of energy demand equals the rate of energy supplied to the crack tip (same as it is in the Griffith criterion), namely

$$\mathbf{R}(\mathbf{a}) = \mathbf{R}_{\mathrm{APPL}} \tag{1.20}$$

It is noted that this equation involves the first variations of the appropriate energy terms.

However, at the point of terminal instability, another condition must be satisfied. Slopes of the material R-curve and the curve representing the dependence of the rate of energy supply on the current crack length, $(\partial R_{APPL} / \partial a)_{\chi}$, must equal each other. Thus, at the point of catastrophic failure we have

$$\frac{dR(a)}{da} = \left(\frac{\partial R_{APPL}}{\partial a}\right)_{\chi}$$
(1.21)

Note that this equation contains second variations of the energy terms, as it would be expected for an analysis of loss of stability for the system. Subscript χ added at the foot of the symbol of partial derivative indicates that the derivative should be evaluated at a certain specific condition of loading. In particular, two limiting cases are considered; when loading is controlled by the stress (then $\chi = Q$) and when loading is displacement controlled (then $\chi = u$). Details of such considerations were discussed by Wnuk and Omidvar (1997).

With the symbol Q denoting nondimensional loading parameter

$$Q = \frac{\pi\sigma}{2S_0} \tag{1.22}$$

we can define the applied energy rate in the way consistent with the cohesive zone model of a crack, namely

$$R_{APPL} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{K_I}{S_0}\right)^2 = \frac{1}{2} a Q^2$$
(1.23)

If we choose to use $\boldsymbol{R}_{_{ini}}$ as a normalizing constant for \boldsymbol{R} and a, i.e.,

$$\mathbf{R}/\mathbf{R}_{\text{ini}} = \mathbf{Y} \qquad \mathbf{a}/\mathbf{R}_{\text{ini}} = \mathbf{X} \qquad (1.24)$$

then the applied energy rate (1.23) assumes the form

 $Y_{APPL} = (1/2)XQ^2$ (1.25)

and the derivative in Eq. (1.21) reads

$$\left(\frac{\partial Y_{APPL}}{\partial X}\right)_{Q} = \frac{1}{2}Q^{2} = \frac{Y_{APPL}}{X}$$
(1.26)

Now, applying both equations (1.20) and (1.21) to describe the terminal instability, we may drop the subscript "APPL" (since Y and Y_{APPL} equal each other), and re-write the condition (1.21) as

$$\left(\frac{dY}{dX}\right)_f = \left(\frac{Y}{X}\right)_f \tag{1.27}$$

or

$$T = \frac{dY}{dX} - \frac{Y}{X} = 0 \quad \text{at failure} \tag{1.28}$$

Of course, the derivative dY/dX that appears in both equations above has to be replaced by the righthand-side of the Wnuk-Rice-Sorensen equation (1.1), re-written in a normalized form as follows

$$\frac{dY}{dX} = M - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \log(4\rho_i Y), or$$

$$\frac{dY}{dX} = \frac{1}{2} \log(Y_{ss} / Y)$$
(1.29)

The variable T, known as stability index, is very helpful in describing the slow stable crack growth process starting with the onset of crack propagation, when T is a positive number, and ending with the transition to a catastrophic growth, when T attains zero. For the unstable phase of propagation the index T assumes negative values. The steady-state limit of the nondimensional measure of material resistance, Y_{ss} , is identical with our parameter of fracture toughness enhancement, m.

Summarizing, we note that in order to study quasistatic crack extension, sometimes referred to as "static fatigue" case, we have at our disposal various mathematical tools. Equations (1.29) generate material R-curves for a given set of input data, such as M and ρ_i (note that the shape of the R-curve does not depend on the initial crack length X_0). This curve is described by the function $Y = Y(X-X_0)$ that results from integration of either of the equations (1.29). Examples of such solutions are shown in Fig.1. An alternative way is to study the so-called Q-curve, which describes the dependence of the loading parameter Q on the current crack length X during the stable phase of crack growth, when Q remains in equilibrium with a crack of a given length. Function Q = Q(X) can be obtained as an integral of this nonlinear differential equation (which accounts only for the simplest geometry of a center crack, but it can readily be generalized for other crack and loading configurations):

$$\frac{dQ}{dX} = \frac{\log\left(\frac{2m}{Q^2 X}\right) - Q^2}{2QX}$$
(1.30)

When this equation is subject to the initial conditions, at $X = X_0$, $Q = Q_{ini} = \sqrt{2/X_0}$, and integrated for various parameters m, see definition (1.18), the resulting Q-curves emerge – as shown in Fig. 2. It is readily seen that the maxima on these curves coincide with the points of transition from stable to unstable growth. Finally, when all the data are combined, one can generate the graphs of the corresponding stability indices, the so-called T-curves, as shown in Fig. 3. The initial crack length $X_0 = 10$ was used in all runs presented in the figures, while the m-coefficient was allowed to vary, assuming three values, 1.5 then 2 and 3. With the ductility index $\rho_i = 10$, this would correspond to three values of the tearing modulus, namely

$$M = \begin{cases} 2.5472 \\ 2.6910 \\ 2.8937 \end{cases} \qquad \kappa = \begin{cases} 1.09 \\ 1.15 \\ 1.23 \end{cases}$$
(1.31)

These numbers were calculated from a relation $M = (1/2)[1+\log(4\rho_i m)]$, which is the inverse relation with respect to Eq. (1.18). Since for $\rho_i = 10$ the minimum tearing modulus defined by Eq. (1.14), $M_{min} = 0.5\log(4e\rho_i) = 2.3444$, each case results in a different κ -coefficient, as shown in (1.31).

Finally, the data obtained from this analysis lead to the predicted values of fracture enhancement and increase in crack length and the loading parameter prior to terminal instability. With the definitions

$$\begin{aligned} & \text{del}(Y) = (Y_{\text{f}} - Y_{\text{ini}})/Y_{\text{ini}} \\ & \text{del}(X) = (X_{\text{f}} - X_{0})/X_{0} \\ & \text{del}(Q) = (Q_{\text{f}} - Q_{\text{ini}})/Q_{\text{ini}} \end{aligned} \tag{1.32}$$

we have these results for the three cases considered

m = 1.5	m = 2	m = 3	
del(Y)=21.3%	del(Y)=56.4%	del(Y)=119%	(1.33)
del(X)=14.5%	del(X)=27.1%	del(X)=41.6%	
del(Q)=2.96%	del(Q)=10.9%	del(Q)=24.6%	

It is seen that an increase in the fracture toughness enhancement coefficient substantially affects the increments del(Y), del(X) and del(Q).

Theory presented here may be further developed to include the effects of specimen size and geometry

as well as the loading configuration. The guidelines for such an investigation were provided by Budiansky (1995), Xia, Shih and Hutchinson (1995) and Wnuk and Omidvar (1997). One should also be able incorporate here the insight provided by the earlier experimental and theoretical work on direct measurements of J-integral in welded structures by Read and Petrovski (1990), Read et al. (1989), Petrovski and Kocak (1993) and Petrovski (2001) will be incorporated in the present research plan.

Numerical approach suggested by Wnuk (1992) may prove useful in predicting fatigue life of welded joints. The basic concept underlying this approach consists in associating each load cycle with an incremental crack extension governed by the equation developed for "static fatigue", such as Eq. (1.30). Thus, the integral

$$\frac{dX}{dN} = \int_{Q_{\min}}^{Q_{\max}} \frac{2QX\Phi^2}{\log\left(\frac{2m}{Q^2X}\right) - Q^2 \left[\Phi^2 + 2X\Phi\Phi'\right]} dQ \quad (1.34)$$

represents the rate of fatigue crack growth. Integration process is completed under an assumption that the length X remains almost constant during a single cycle. The shape function $\Phi = \Phi(X)$ is a geometry dependent entity that enters into the general definition of the stress intensity factor

$$K_i = \sigma \sqrt{\pi a} \Phi(a/W) \tag{1.35}$$

Here, W denotes width of the specimen, while symbol Φ ' is used to denote the derivative $d\Phi/dX$. For $\Phi = 1$ the integrand in (1.34) reduces to the reciprocal of the function on the right-hand-side of Eq. (1.30).

2. Brittle and Ductile Limits of Material Behavior. Energy Screening Effect.

If the profile of the crack within the structured cohesive zone, $0 < x_1 < R$, or $0 < \lambda < 1$, with λ denoting the ratio x_1/R , is determined as a certain function of λ , say $\Lambda(\lambda)$, then the Wnuk criterion of final stretch reduces to the following nonlinear differential equation defining the time-dependent material resistance to crack propagation, cf. Wnuk (1974, 1990)

$$\frac{dR}{da} = M - \frac{R}{\Delta} + \frac{R}{\Delta} F(\frac{R}{\Delta})$$
(2.1)

Here, the current crack length "a" is treated as a time-like variable, M is a material constant known as the tearing modulus, while the function $F(R/\Delta)$ is identical with $\Lambda(1/\lambda)$. This function is essential in all the considerations that follow, and it has to be evaluated by solving an appropriate mixed boundary value problem associated with an extended crack, i.e., the crack plus the cohesive zones added at both ends. Some considerations related to such a treatment are shown in Appendix A.

To determine the key function $\Lambda(\lambda)$, one has to assume a certain distribution of the S-stresses, which are the cohesive stresses imposed at the mesomechanical level through material microstructure and the properties near the leading edge of the crack. For the Wnuk-Legat cohesive stress distribution law involving two mesomechanical parameters α and n, namely

$$S(\lambda, \alpha, n) = S_0 \lambda^n \exp\left[\alpha (1 - \lambda)\right]$$
 (2.2)

the function Λ has been established as follows

$$\Lambda(\lambda,\alpha,n) = \frac{n+\alpha}{\alpha+1} \left[\Lambda_1(\lambda) \right]^{(\alpha+n)} - \frac{n-1}{\alpha+1} \left[\Lambda_0(\lambda) \right]^{(\alpha+1)}$$
(2.3)

Here, the functions $\Lambda_{_{0}}$ and $\Lambda_{_{1}}$ are defined as

$$\Lambda_{0}(\lambda) = \sqrt{1-\lambda} - \frac{\lambda}{2} \ln\left[\frac{1+\sqrt{1-\lambda}}{1-\sqrt{1-\lambda}}\right]$$

$$\Lambda_{1}(\lambda) = \sqrt{1-\lambda}\left(1-\frac{\lambda}{2}\right) - \frac{\lambda^{2}}{4} \ln\left[\frac{1+\sqrt{1-\lambda}}{1-\sqrt{1-\lambda}}\right]$$
(2.4)

Note that $\Lambda = 1$ for $\lambda = 0$, and Λ equals zero for $\lambda = 1$, which designates the outer edge of the R-zone. The normalization constant for the displacement $v=v_{tip}\Lambda(\lambda,\alpha,n)$ is the opening displacement at the tip of the crack, $v_{tip} = 4S_0R/\pi E$. The function $\Lambda = \Lambda(\lambda,\alpha,n)$ with $\alpha = 1$, and n = 0.2, is depicted in Fig. 4. The interpolation formula (2.3) has been tested numerically for the range of the parameters α and n belonging to the interval (0,1).

Now we shall consider in some detail certain limiting cases, corresponding to ductile and to brittle material response associated with the process of fracture, and all resulting from the Eq. (2.1) as certain specific values of the mesomechanical parameters are assumed.

<u>**Case 1**</u>. When $\alpha = n = 0$, the S-stress reduces to a constant, S₀, over the length of the cohesive zone. This corresponds to the Dugdale model, modified by Wnuk (1972) to describe the quasistatic crack extension. As we proceed to show it represents the ductile limit of the material behavior. As is readily seen, equation (2.3) yields then $\Lambda = \Lambda_0(\lambda)$, and thus

$$F(\rho) = \Lambda_0(\frac{1}{\lambda}) = \sqrt{\frac{\rho - 1}{\rho}} - \frac{1}{2\rho} \ln(\frac{\sqrt{\rho} + \sqrt{\rho - 1}}{\sqrt{\rho} - \sqrt{\rho - 1}})$$

$$\rho = R / \Delta$$
(2.5)

Since the ductile limit of the material behavior implies R>> Δ , or equivalently ρ >>1, the function defined by (2.5) reduces to

$$F_{\rho?1} = 1 - \frac{1}{2\rho} - \frac{1}{2\rho} \ln(4\rho)$$
 (2.6)

Therefore, the governing equation for the R-curve pertinent to this case is obtained by combining Eqs. (2.1) and (2.6), yielding

$$\left(\frac{dR}{da}\right)_{\rho^{21}} = M - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\ln(4\rho)$$
 (2.7)

or, in a non-dimensional form

$$\frac{dY}{dX} = M - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\ln(4\rho_i Y)$$
(2.8)

Here X = a/R_{ini}, Y = R/R_{ini} and $\rho_i = R_{ini}/\Delta$. The propagation threshold R_{ini} represents the measure of the resistance to crack propagation at the onset of crack growth. The outcome of the integration of the Eq. (2.8) is expected to strongly depend on the material ductility represented by the variable ρ_i , and this effect has been illustrated in Fig. 1. According to the Wnuk-Mura relation, the ductility index is related to the plastic component of the strain at fracture ε_{pl}^{f} and the strain at the yield point, ε_0 , as follows

$$\rho_i = \frac{R_{ini}}{\Delta} = 1 + \frac{\varepsilon_{pl}^{f}}{\varepsilon_0}$$

We recall here that equation (2.6) is identical with the Wnuk-Rice-Sorensen equation discussed in the previous section. The range of its validity is limited to the small scale yielding condition (R<<a) and the large value of the ductility measure, ρ >>1. Examples of R-curves resulting from Eq. (2.8) were discussed in the previous section.

<u>Case 2.</u> It appears to be possible to use the same model, as discussed for the case (1), but in the other limit imposed on the inner structure of the end zone. When the ratio of the length of this zone to the size of the process zone, R/Δ , approaches unity, then we are dealing with the brittle limit of material behavior. Let us verify whether or not this statement applies to the extended Dugdale model discussed above. Using a Taylor expansion for $\rho \rightarrow 1$, the function F, defined in Eq. (2.5), can be reduced to a simple form

$$F_{\rho \to 1} = \frac{2}{3} \left[1 - \frac{\Delta}{R} \right]^{3/2}$$
(2.9)

Therefore, the governing equation of the R-curve reads

$$\left(\frac{dR}{da}\right)_{p\to 1} = M_1 - \frac{R}{\Delta} + \frac{2}{3}\frac{R}{\Delta} \left[1 - \frac{\Delta}{R}\right]^{3/2} \quad (2.10)$$

or,

$$\frac{dY_1}{dX} = M_1 - \rho_i Y_1 + \frac{2}{3} \rho_i Y_1 \left[1 - \frac{1}{\rho_i Y_1} \right]^{3/2} \quad (2.11)$$

The initial condition for the differential equations defining an R-curve, for all the cases discussed here, is $Y = Y_1 = 1$ at $X = X_0$, where the initial crack length $X_0 = a_0/R_{ini}$. We shall compare the outcome of the numerical integration of Eq. (2.11) with the corresponding curves resulting from the next two limiting cases to be discussed.

<u>**Case 3.**</u> When n = 1 and $\alpha = 0$, the S-stress distribution assumes the linear form, $S = S_0 \lambda$, identical to the one assumed by Knauss, cf. Ungsuwarungsri and Knauss (1987a,b,c). Formula (2.3) reduces then to

$$\Lambda(\lambda, \alpha, n) = \Lambda_1(\lambda) \tag{2.12}$$

We shall further simplify this form by assuming that Knauss' model is appropriate for representing the brittle end of the material response spectrum, for which one expects $\rho \rightarrow 1$. Using a Taylor expansion we have

$$[\Lambda 1(\lambda)]_{\lambda \to 1} = \frac{4}{3} (1 - \lambda)^{3/2}$$
 (2.13)

or

$$[F(\rho)]_{\rho \to 1} = \frac{4}{3} \left(1 - \frac{1}{\rho}\right)^{3/2}$$
(2.14)

Thus, the governing equation for the R-curve becomes

$$\frac{dR}{da} = M_2 - \frac{R}{\Delta} + \frac{4}{3} \frac{R}{\Delta} \left[1 - \frac{\Delta}{R} \right]^{3/2}$$
(2.15)

or

$$\frac{dY_2}{dX} = M_2 - \rho_i Y_2 + \frac{4}{3} \rho_i Y_2 \left[1 - \frac{1}{\rho_i Y_2} \right]^{3/2} \quad (2.16)$$

Graphs representing a resistance curve, the stability index and the energy transmission ratios resulting from this equation are shown in Figs. 5, 6 and 7.

<u>Case 4.</u> Here we assume the microstructural parameters in such a way that the ratio R/Δ equals exactly one. This occurs when the parameters are chosen as α = n = 1, as then the R/Δ ratio, given by Wnuk and Legat (2002) as α/n equals unity. In this way we expect to satisfy all conditions incorporated in the present model to describe the fracture process of brittle nature.

The interpolation formula (2.3) reduces now to

$$\Lambda_{\alpha=n=1} = \Lambda_1^2(\lambda) \tag{2.17}$$

Using the $\rho \rightarrow 1$ limit, the pertinent function F(ρ) can be obtained from Eqs. (2.13) and (2.14) as follows

$$\left[F(\rho)\right]_{\alpha=n=1} = \frac{16}{9} \left[1 - \frac{1}{\rho}\right]^{3}$$
(2.18)

while the equation of the R-curve assumes the form

$$\left(\frac{dR}{da}\right)_{\alpha=n=1} = M_3 - \frac{R}{\Delta} + \frac{16}{9} \frac{R}{\Delta} \left[1 - \frac{\Delta}{R}\right]^3 \quad (2.19)$$

When converted to a non-dimensional form, this equation reads

$$\frac{dY_3}{dX} = M_3 - \rho_i Y_3 + \frac{16}{9} \rho_i Y_3 \left[1 - \frac{1}{\rho_i Y_3} \right]^3 \quad (2.20)$$

Comparison of the three cases pertinent to the brittle material behavior in the process of non-elastic fracture is best accomplished by a careful observation of the three R-curves shown in Fig. 5. The graphs depict curves Y₁, Y₂ and Y₃ as functions of the crack length. Each of these curves was obtained by the numerical integration of the governing equations, namely (2.11), (2.16) and (2.20), respectively. The top curve represents a curve obtained from the extended Knauss model, intermediate curve resulted from the extended Dugdale model, while the lower curve illustrates the variable material resistance during the course of a quasistatic crack extension for the most brittle case. Circles indicate the end of the stable crack growth, and they are indicative of the transition from local to the terminal, or global, instability. The initial crack length for all curves shown was assumed to be $X_0 = 7$, while the ductility index ρ_i was set at 1.1. The enhancement coefficient $\kappa = M/M_{min}$ was assumed as 1.15 for all three cases. This means that the tearing modulus exceeded the minimum value of the modulus, M_{min} , by 15%. The minimum values of each modulus, M_1 , M_2 and M_3 have been calculated for a given ρ_1 in such a way that there would be no stable crack growth at all, as the problem reverts then to the Griffith case (indicated by a zero slope of the R-curve at the initial crack length).

The quickest way to determine the points of the transition from local to global instability associated with a quasistatic crack is to plot the "stability indices" as shown in Fig. 6. For the crack configuration considered here, a stability index T is defined as the difference between the rate of energy demand and the rate of energy provided by the external forces and the elastic strain energy stored in the cracked body. The corresponding definition of T is provided by the Eq. (1.28). When T is positive, stable crack extension is possible; when it becomes negative, propagation changes to catastrophic. The transition point is clearly visible when the curve depicting T vs. "a" passes through zero.

The numerical data support the cursory observation of the R-curves depicted in Fig. 5. It is readily seen that the third case, for which $\alpha=n=1$, exhibits the least developed R-curve, and thus the most brittle material response is to be expected. Indeed, the calculations of the increments in the crack length due to stable crack extension are as follows: 2.3% for the extended Dugdale model (case 2), 3.71% for the extended Knauss model (case 3), and 1.95% for the most brittle case (case 4).

For the sake of comparison, let us consider yet another example. If the ductility index was assumed $\rho_i = 10$, and Eq. (2.8) was used with the same coefficient κ of 1.15 and the same initial crack length of $X_0 = 7$, then the increment in the crack length attained prior to transition to unstable propagation, would have been predicted as 27.05%.

It is noteworthy that for a case involving a microcrack (when X_0 is about 2 or 3), the analysis gets a bit more complex. If we insist on the same value of the coefficient κ , i.e., $\kappa = 1.15$, it turns out that models considered predict no stable growth at all. This should be interpreted as a manifestation of the fact that the tearing moduli chosen are too low to trigger the dissipative processes, which are associated with the early stages of fracture and which delay the catastrophic propagation of the crack. Here, two very different scenarios are possible. Either the micro-crack becomes super-critical, analogous to a drop of super-cooled liquid that does not yet solidify, or the crack relaxes the high stresses generated in its vicinity by a certain degree of stable propagation that precedes the onset of the terminal instability.

These results are further corroborated by the studies of the energy transmission ratio (ETR), which reflects the phenomenon of energy screening within the end zone. As it turns out, only for ideally brittle solids the total energy available in the system is delivered to the crack tip. For the range of non-elastic responses, most of the energy is dissipated in the course of irreversible deformation, leaving a small fraction of the total energy available entering the process zone adjacent to the crack tip. To put it briefly, the ETR for a brittle solid approaches one, while for very ductile materials it is quite small, cf. Wnuk (2003).

Fig. 7 illustrates the variations of the energy transmission ratios, predicted by the models developed for the cases 2, 3 and 4, as the current crack length increases from its initial value of $7R_{ini}$ to the value marked by a small circle indicative of the point of transition into the unstable crack propagation, for each case respectively. Equations that were used for the purpose of evaluation of the ETR's shown in Fig. 7, are quoted in Appendix A.

3. References

- [1] Wnuk M. P.: Accelerating Crack in a Viscoelastic Solid Subject to Subcritical Stress Intensity, in Proceedings of the International Conference on Dynamic Crack Propagation, pp. 273 280, Lehigh University, Editor George C. Sih, publ. by Noordhoff, Leiden, 1972.
- [2] Wnuk M. P.: *Quasi-Static Extension of a Tensile Crack Contained in a Viscoelastic-Plastic Solid*, J. Appl. Mechanics 1974, Vol. 41, No. 1, pp. 234 242.
- [3] Wnuk M. P.: Criterion of Final Stretch for a Quasistatic Crack in Non-Elastic Medium, in Proceedings of ICM3 Conference, Cambridge, England 1979, Vol.3, pp. 549-561.
- [4] Wnuk M. P.: Mathematical Modeling of Nonlinear Phenomena in Fracture Mechanics, in Nonlinear Fracture Mechanics, Editor M. P. Wnuk, published by Springer-Verlag, Wien – New York, CISM Course and Lecture No. 314, International Centre for Mechanical Sciences, Udine, Italy 1990.
- [5] Wnuk M. P.: *Effect of Cohesive Stress Distributions on the Specific Work of Fracture. Triaxiality Dependent Cohesive Zone Model*, plenary lecture presented at the 2001 MESOMECHANICS and CADAMT Int. Conference, Tomsk, March 2001, Russian Federation.
- [6] Wnuk M. P., Legat J.: Work of Fracture and Cohesive Stress Distributions Resulting From Triaxiality Dependent Cohesive Zone Model, Int. J. Fracture, 2002, Vol. 114, pp. 29 46.
- [7] Rice J. R., Sorensen E. P.: Continuing Crack-Tip Deformation and Fracture for Plane Strain Crack Growth in Elastic-Plastic Solids, J. Mech. Phys. Solids 1978, Vol. 26, pp. 263-286.
- [8] Rice J. R., Drugan W. J., Sham T. L.: *Elastic-Plastic Analysis of Growing Cracks*, ASTM STP 700, ASTM, Philadelphia 1980, pp. 189 221.
- [9] Wnuk M. P., Mura T.: *Effect of Microstructure on the Upper and Lower Limit of Material Toughness in Elastic-Plastic Fracture*, J. Mech. of Materials 1983, Vol. 2, No. 1, pp. 33 – 46.
- [10] Wnuk M. P., Omidvar B.: Local and Global Instabilities Associated with Continuing Crack Extension in Dissipative Solids, International Journal of Fracture 1997, Vol. 84, 1997, pp. 237-260.
- [11] Xia L., Shih C. F., Hutchinson J. W.: A Computational Approach to Ductile Crack Growth under Large Scale Yielding, J. Mech. Phys. Solids 1995, Vol. 42, pp. 21 – 40.
- [12] Budiansky B.: Resistance Curves for Finite Specimen Geometries, 1996, a seminar at Harvard University.
- [13] Read D. T., Petrovski B.: Elastic-Plastic Fracture at Surface Flaws in HSLA Weldments, The Proceedings of the 9th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Houston, TX, Vol. III, Materials Engineering, Part B, pp. 461 – 471; publ. In Transactions of ASME, J. of Offshore Mechanics and Arctic Engineering 1990, Vol 114, No. 4, pp. 264 – 271.
- [14] Read D., McHenry H. I., Petrovski B.: *Elastic-Plastic Models of Surface Cracks in Tensile Panels*, J. Experimental Mechanics, June 1989, pp. 226-230.
- [15] Petrovski B., Kocak M.: Fracture of Surface Cracked Undermatched Weld Joint in High Strength Steel, IIW Document X-1284-93 presented at the 46th Annual Assembly of International Institute of Welding, August 28 September 4, 1993, Glasgow, UK.
- [16] Petrovski B.: Evaluation of Fracture Behaviour of Mismatched Steel Weld Joints in Cracked Tensile Panels, invited lecture at First Slovenian – Japanese Seminar on "Fracture of Welded Structures under Static and Dynamic Loading", Maribor, July 2001.
- [17] Ungsuwarungsri T., Knauss W. G.: *The Role of Delayed-Softened Material Behavior in the Fracture of Composites and Adhesives*, Int. J. of Solids and Structures 1987, Vol. 35, pp.221-241.
- [18] Ungsuwarungsri T., Knauss W. G.: A Nonlinear Analysis of Equilibrium Craze, Part I: Problem Formulation and Solution, J Appl. Mechanics 1987, Vol. 110, pp.44-51.
- [19] Ungsuwarungsri T., Knauss W. G.: Part II: Simulation of Craze and Crack Growth, J. Appl. Mechanics 1987, Vol. 110, pp. 52-58.
- [20] Wnuk M. P. : Enhancement of Fracture Toughness Due to Energy Screening Effect in the Early Stages of Non-Elastic Failure, Fatigue and Fracture of Engineering Materials Structures (FFEMS)Journal 2003, UK, Vol.26, pp. 741-753.

APPENDIX A

To evaluate the opening displacement within the cohesive zone, $a \le x \le a+R$, a mixed boundary value problem must be solved. The problem is stated in terms of

- 1) displacement normal to the crack plane, v = 0for $|x| \ge a + R$, and
- 2) tractions applied to the crack surface, $t(x) = -\sigma$ for 0 < x < m, and $t(x) = -\sigma + S$, for m < x < 1, where S is defined as follows

$$S(x,\alpha,n,m) = \left(\frac{x-m}{1-m}\right)^n \exp\left[\alpha\left(\frac{1-x}{1-m}\right)\right], m \le x \le 1 \quad (A1)$$

The parameter m is defined as the ratio a/(a+R). When the method of Sneddon's integral transforms is employed, then the opening displacement within the cohesive zone may be evaluated in terms of the integral

$$v(x,\alpha,n,m) = C_0 \int_0^1 \frac{F(t,\alpha,n,m)}{\sqrt{t^2 - u^2}} dt$$
 (A2)

Here, the constant $C_0 = (4S_0 a/\pi E)$, while the auxiliary function F is calculated as follows

$$F(t,\alpha,n,m) = \int_{0}^{1} \frac{G(\lambda,\alpha,n)(1-m)d\lambda}{\sqrt{1-[(1-m)\lambda+m]^{2}}} + \int_{m}^{t} \frac{S(u,\alpha,n,m)}{\sqrt{t^{2}-u^{2}}} du, m \le t \le 1$$
(A3)

If the integrand G is defined as

$$G(\lambda, \alpha, n) = \lambda^{n} \exp[\alpha(1-\lambda)]$$
 (A4)

then the first integral in Eq. (A3) can be interpreted as the nondimensional loading parameter $Q(\alpha,n,m)$, determined from the finiteness condition, and then Eq. (A2) may be re-written in the form

$$v(x,\alpha,n,m) = C_0 \left[\sqrt{1 - x^2} Q(\alpha,n,m) - \int_x^1 \frac{F_1(t,\alpha,n,m)tdt}{\sqrt{t^2 - x^2}} \right]$$
(A5)

The second auxiliary function, which appears in (A5), F₁, is defined, cf. Wnuk and Legat (2002) by

$$F_{1}(t,\alpha,n,m) = \int_{m}^{1} \frac{S(u,\alpha,n,m)du}{\sqrt{t^{2} - u^{2}}}$$
(A6)

For the two specific cases, $S = S_0$ as postulated by the Dugdale model (case I), and $S = S_0 \lambda$ (case II) as assumed by Knauss, the integrals shown above reduce to the fairly simple formulae if $m \rightarrow 1$, which implies an assumption of the small scale yielding condition. The final results are

$$v(\lambda) = C \left[\sqrt{1 - \lambda} - \frac{\lambda}{2} \ln \left[\frac{1 + \sqrt{1 - \lambda}}{1 - \sqrt{1 - \lambda}} \right] \right]$$
for the case I,
and (A7)

and

$$v(\lambda) = C\left[\sqrt{1-\lambda}\left(1-\frac{\lambda}{2}\right) - \frac{\lambda^2}{4}\ln\left[\frac{1+\sqrt{1-\lambda}}{1-\sqrt{1-\lambda}}\right]\right]$$
 or the case II

We readily recognize the two basic interpolating functions $\Lambda_0(\lambda)$ and $\Lambda_1(\lambda)$ used in Eqs. (2.3) and (2.4), while the constant $C = 4S_0 R/\pi E$. Variable λ denotes a nondimensional distance from the crack tip, i.e., $\lambda = x_1/R$, and $x_1 = x - a$.

The energy transmission ratio (ETR) is defined as

$$ETR = \frac{W_{true}}{W_{tot}} = \frac{\int_{0}^{\Delta} S(x_{1}, \alpha, n) \left[-\frac{\partial v(x_{1}, \alpha, n)}{\partial x_{1}} \right] dx_{1}}{\int_{0}^{R} S(x_{1}, \alpha, n) \left[-\frac{\partial v(x_{1}, \alpha, n)}{\partial x_{1}} \right] dx_{1}}$$
(A8)

For the cases (2) -extended Dugdale model, (3) - extended Knauss model, and (4) - the most brittle case, discussed in Section 2, this expression assumes the following forms

$$ETR_{2} = 1 - (2/3)(1 - \frac{1}{\rho})^{3/2}$$

$$ETR_{3} = \frac{\left[\int_{0}^{1/\rho} \frac{4}{3}(1 - \lambda)^{3/2} d\lambda - \frac{1}{\rho} \frac{4}{3}(1 - \frac{1}{\rho})^{3/2}\right]}{\int_{0}^{1} \frac{4}{3}(1 - \lambda)^{3/2} d\lambda}$$

$$ETR_{4} = \frac{\int_{0}^{1/\rho} \frac{16}{9}(1 - \lambda)^{4} \exp(1 - \lambda) d\lambda - \frac{1}{\rho} \frac{16}{9}(1 - \frac{1}{\rho})^{3} \exp(1 - \frac{1}{\rho})}{\int_{0}^{1} \frac{16}{9}(1 - \lambda)^{4} \exp(1 - \lambda) d\lambda}$$
(A9)

These equations, combined with the governing equation of the R-curve pertinent to each case considered, have been used in graphing the curves shown in Fig. 7. Eqs. (A9) suggest that all ETR's are functions of ρ , a nondimensional measure of the material resistance to cracking. Since during the early stages of non-elastic fracture process, p depends on the crack length X, it is possible to express the energy transmission ratios explicitly as functions of the crack length. Indeed, when the appropriate equation of the R-curve is employed, $\rho = \rho(X)$, the variable ρ can be eliminated from equations (A9) and replaced by X. For case 2, equation (2.11) has been used, then Eq. (2.16) for case 3, and Eq. (2.20) for case 4. The results of such a transformation are shown in Fig. 7.

It is noteworthy that the equations (A9) resulted from the following general formula valid for any linear S-distribution case

$$ETR_{D} = \frac{-\frac{1}{\rho}v(\frac{1}{\rho}) + \int_{0}^{1/\rho}v(\lambda)d\lambda}{\int_{0}^{1}v(\lambda)d\lambda}$$
(A10)

To compare this formula with the "classic" solution for the ETR predicted by the Dugdale model, let us examine the equation

$$ETR_{D} = 1 - \nu(\frac{1}{\rho}) \tag{A11}$$

For the usual range of $\rho >>1$ and for the limiting case of $\rho ->1$, the equation above predicts

$$ETR_{\rho} = \frac{\frac{1}{2\rho} + \frac{1}{2\rho} \ln(4\rho), \rho \gg 1}{1 - \frac{2}{3} (1 - \frac{1}{\rho})^{3/2}, \rho \approx 1}$$
(A12)

Note that the last equation given is identical to the relation ETR_2 vs. ρ as shown in Eq.(A9). The graphs reflecting those two relationships along with the ETR_2 and ETR_3 results are plotted in Fig. 8.



- Fig. 1. Three R-curves shown as plots of Y vs. the increment of crack extension, $\Delta X=X-X_{ov}$ obtained for the fracture toughness enhancement ratio m assuming values 1.5 (low curve),2 (middle curve) and 3 (upper curve). Circles indicate points of terminal instability for a CCT specimen, for which $X_{o} = 10$
- Fig. 2. Three Q-curves illustrating the dependence of the loading parameter Q on the current crack length X, obtained for three different material parameters m 1.5, 2 and 3. Maxima on these curves are indicative of the occurrence of the terminal instability. The critical crack lengths for the three curves shown are11.445 for the lowest curve, 12.712 for the middle one, and 14.163 for the upper one. Terminal instability occurs at the states marked by little circles. These results have been obtained for a CCT specimen with the initial crack length of $10R_{ini}$, or $X_0 = 10$, the ductility parameter $\rho_i = 10$, and the fracture toughness enhancement parameter κ given by Eqs. (1.31)



Fig. 3. Three T-curves shown represent the transition from stable to unstable crack propagation. Each point where T-curve intersects the axis T = 0 determines the onset of the catastrophic fracture. The lowest curve corresponds to m = 1.5, the middle one results for m = 2, while m = 3 for the upper curve. The other pertinent parameters are the same as those in Fig. 2

- Fig.4. Profiles of the cohesive crack within the end zone. The first two curves on the top show the solution resulting from Knauss' and Dugdale's models, respectively, while the other two curves correspond a certain choice of the mesomechanical parameters α and n shown as the arguments of the function v as indicated in the box within the figure
- Fig. 5. Three R-curves obtained for the extended Knauss' model (upper curve), the extended Dugdale model (intermediate curve) and the "most brittle" case (lowest curve). Occurrence of the terminal instability is marked by circles: the extreme left circle belongs to the "most brittle" case, the next one corresponds to the limit of brittle behavior extracted from the modified Dugdale model, and the circle shown to the extreme right marks the catastrophic (global instability) event predicted by the Knauss model. Here the initial crack length equals $7R_{ini}$, while the fracture enhancement parameter κ =1.15 and the ductility index ρ_i is only 1.1 indicating a nearly perfect brittle case



- Fig. 6. Stability indices T's plotted as functions of the current crack lengths for the three cases considered in Section 2: brittle limit of the Knauss model (upper curve), brittle limit of the Dugdale model (intermediate curve) and the "most brittle" case represented by the lowest curve. The set of material parameters pertinent to the R-curves is identical to the one used in Fig. 5
- Fig. 7. Energy transmission ratios for the three cases considered in Section 2; The "most brittle" case shown by the upper curve, the intermediate curve corresponds to the brittle limit of the Dugdale model, while the lowest one was obtained from the extended Knauss' model modified by Wnuk for a quasistatic crack problem. The process of the slow stable crack growth ends at the points marked by little circles. The values of the pertinent material parameters were assumed to be same as those in Fig. 5
- Fig. 8 Energy transmission ratios shown as functions of the ductility index ρ for Four different models of material behavior are represented: 1) a "very brittle" material described by the Wnuk-Legat S-distribution cohesive stress, for which α and n are equal 1; top curve, 2) Dugdale S-distribution cohesive stress with no restrictions on the index ρ, 3) Dugdale S-distribution cohesive stress valid for the limiting case of ρ->1, 4) Knauss' linear S-distribution cose for the limiting case of brittle behavior, ρ->1

Prof. dr hab. Michael P. WNUK College of Engineering and Applied Science University of Wisconsin - Milwaukee

AKTUALNOŚCI

Eugeniusz OLEARCZUK

CERTYFIKACJA KOMPETENCJI PERSONELU W EKSPLOATOWANIU OBIEKTÓW TECHNICZNYCH

1. Wprowadzenie

Certyfikacja personelu jest jednym ze sposobów realizacji celu statutowego PNTTE – rozwijania i propagowania wiedzy i osiągnięć praktycznych w zakresie eksploatacji maszyn i urządzeń, budynków i budowli, w obszarze techniki, organizacji i ekonomii, ze szczególnym uwzględnieniem ochrony środowiska. Cel ten najpełniej mogą wesprzeć i wzbogacić osoby szczebla kierowniczego aktywne zawodowo w różnych obszarach przemysłu, rolnictwa, budownictwa i innych. Ich kompetencje powinna potwierdzać niezależna jednostka certyfikacyjna, jaka może być PNTTE, grupująca w swoich Komisjach Regionalnych i Problemowych, a także w jednostkach akredytowanych, duży potencjał naukowy, edukacyjny i organizacyjny.

Wdrożenie idei starannego kształtowania i niezależnego potwierdzania kompetencji personelu będzie prowadzić do tego, iż łączna eksploatacja różnych obiektów danego przedsiębiorstwa produkcyjnego, handlowego czy usługowego, będzie racjonalna, a ryzyko i koszty eksploatacji będą sprowadzone do akceptowanego, kontrolowanego poziomu [1].

Zadaniem PNTTE na najbliższe lata będzie więc dążenie do uznania, na szczeblu krajowym i we współpracy z Europejską Federacją Narodowych Towarzystw Eksploatacyjnych (EFNMS, której członkiem jest Towarzystwo) – na szczeblu europejskim, do uznania Towarzystwa za kompetentną i wiarygodną w prowadzeniu systemu certyfikacji personelu zgodnie z normami certyfikacyjnymi [2].

2. Polityka certyfikowania kompetencji (projekt)

Duże znaczenie i ważna rola podmiotów eksploatacji we wszystkich przejawach życia społecznego i gospodarczego, wymaga od tych podmiotów nie tylko wiedzy, umiejętności i doświadczenia ale też kompetencji - weryfikowanych i nadzorowanych przez niezależną organizację jaka jest PNTTE.

Kompetencje to dotyczą:

- rozpoznawania, dokumentowania i interpretowania zdarzeń eksploatacyjnych, w szczególności zagrażających ludziom i środowisku,
- wykrywania patologii eksploatacyjnych,
- podejmowania racjonalnych decyzji eksploatacyjnych, też w warunkach kryzysowych,
- zarządzania personelem, zasobami i kosztami eksploatacji obiektów i systemów technicznych.

PNTTE w porozumieniu z organizacjami bliskoimiennymi i Europejską Federacją Narodo-wych Towarzystw Eksploatacyjnych, ustanawia i aktualizuje co kilka lat:

- Polski Konsens Eksploatacyjny,
- Standardy Eksploatacyjne PNTTE,
- Profile Kompetencji Eksploatacyjnych Pracowników Inżynieryjno-Technicznych.

Na bazie tych ustaleń i zgodnie z kryteriami dotyczącymi jednostek certyfikujących personel [2], PNTTE rozwija i umacnia system certyfikowania kompetencji eksploatacyjnych adresując jego oferty do środowisk gospodarczych i samorządowych. Certyfikat kompetencji jest dokumentem wykazującym, iż wymieniona z nazwiska osoba jest kompetentna do wykonywania określonych usług w zakresie inżynierii eksploatacji.

Zapewnienie niezależność procesu certyfikacji, następuje przez rozdział zadań certyfikacyjnych. Powierza się je w części inspiracyjnej Radzie Zarządzającej – a w części ocenowej Zakładowi (Zakładom) Ocen Kompetencji. Uznanie PNTTE na szczeblu krajowym za kompetentną i wiarygodną w prowadzeniu certyfikacji personelu uzależnia się od decyzji jednostki akredytacyjnej, np. Polskiego Centrum Akredytacji (PCA).

3. Zasady organizacji i działalności certyfikacyjnej

System certyfikacyjny PNTTE jest dostępny dla wszystkich podmiotów eksploatacji posiadających kwalifikacje eksploatacyjne lub odpowiedni, dobrze oceniany, staż na stanowisku pracy związanym z eksploatacją obiektów technicznych. Organizacja działalności certyfikacyjnej jest oparta o struktury funkcjonalne PNTTE, a przebieg tej działalności o procedury wymagane przez normy certyfikacyjne. Obowiązującą zasadę rozdzielności odpowiedzialności za poszczególne fazy działań i za stosowalność procedur wdrożono w ten sposób, iż:

- a) formułowanie polityki certyfikacji odpowiednio do potrzeb rynku pracy lub wymagań organizacji zatrudniających personel inżynieryjno-techniczny, wpływanie na przebieg i prawidłowość certyfikacji oraz stronę finansową działalności powierza się Radzie Zarządzającej.
- b) oceny kompetencji, udzielanie certyfikatów kompetencji i monitorowanie działalności osób którym udzielono takiego certyfikatu powierza się Zakładowi Badań Kompetencji

Główną fazą cyklu certyfikowania kompetencji jest ocena kompetencji wnioskodawcy. Ocena taki jest prowadzona na podstawie umowy zawartej przez PNTTE z wnioskodawcą lub z jego pracodawcą. Badanie jest odpłatne w części udzielania i w części odnawiania certyfikatu kompetencji eksploatacyjnych. Działalność certyfikacyjna PNTTE jest poddawana audytom wewnętrzym i przeglądom dotyczącym spełniania wymagań norm certyfikacji, a także okresowym audytom prowadzonym przez jednostkę akredytacyjną [3].

4. Opis sposobu certyfikowania

Podmioty eksploatacji zainteresowane certyfikatem kompetencji eksploatacyjnych (CKE) składają w siedzibie Zakładu Ocen Kompetencji (ZOK) wniosek o udzielenie CKE. Po pozytywnym rozpatrzeniu wniosku ZOK kieruje wniosek do Zarząd PNTTE z prośbą o podpisanie umowy z wnioskodawcą lub jego pracodawcą. Po podpisanie umowy ZOK organizuje egzamin lub wyznacza audytorów, którzy podejmują badanie kompetencji na podstawie dostarczonych dowodów lub w miejscu pracy wnioskodawcy. Badanie kończy raport kompetencyjny przedstawiany kierownikowi ZOK z wnioskiem o udzielenie CKE zainteresowanej osobie. Po sprawdzeniu prawidłowości postępowania wystawiany jest certyfikat podpisywany przez prezesa PNTTE. Następuje rejestracja CKE w Księdze Działalności i uroczyste wręczenie CKE wnioskodawcy. Certyfikat podlega odnowieniu po 5 latach od daty wystawienia. Działalność i wyniki osób którym udzielono CKE oraz działalność RZ i ZOK są nadzorowane przez władze statutowe PNTTE.

5. Zbiór kryteriów kompetencji

Kryteria kompetencji eksploatacyjnych są elementem programu certyfikacji uzgodnionego z organizacjami, które będą wymagały posiadania CKE od swego personelu inżynieryjno-technicznego. Mogą też być one konkretyzowane w poszczególnych przypadkach przy zawieraniu z wnioskodawcami umów na

Tab. 1. Ramowy układ kompetencji eksploatacyjnych personelu (przykład)

KRYTERIA TECHNICZNE			
-	wybór, zakup, lokalizacja, instalacja i zasilanie obiektów technicznych		
-	konserwowanie, diagnozowanie, naprawianie obiektów		
-	użytkowanie obiektów, ocena zagrażalności ludzi i środowiska w procesach eksplloatacji		
-	ocena przydatności, niezawodności, obsługiwalności, trwałości obiektów		
KRYTERIA ORGANIZACYJNE			
-	opracowywanie obowiązków, uprawnień i odpowiedzialności personelu eksploatacji		
-	szkolenie, kwalifikowanie i motywowanie personelu eksploatacji		
-	rozwiązywanie konfliktów pojawiających się w miejscu pracy personelu eksploatacji		
-	ocena wykorzystania i wydajności personelu eksploatacji		
KRYTERIA ZARZĄDCZE			
-	planowanie, kalkulowanie i przygotowywania usług eksploatacyjnych		
-	nadzorowanie, dokumentowanie i rozliczanie usług eksploatacyjnych		
-	analizowanie i oceny kosztów eksploatacji (w tym wykorzystania i ochrony środowiska)		
-	określanie cennika usług eksploatacyjnych		
KRYTERIA FORMALNO-PRAWNE			
-	posiadanie odpowiednich dyplomów i świadectw kwalifikacyjnych; 5 lat praktyki		
-	posiadanie uprawnień i pełnomocnictw organizacji zajmujących się eksploatacją		
-	wdrażanie i stosowanie przepisów prawa i norm technicznych dotyczących eksploatacji		
-	posiadanie praw obywatelskich		

badania kompetencji. Przykład Ramowego układ kryteriów kompetencji jest podany w tabl.1.

Układ ten może być wykorzystany przy opracowywaniu, tzw. profili kompetencji eksploatacyjnych, np.:

- technologa eksploatacji, z rozbudową kryteriów technicznych,
- organizatora eksploatacji, z rozbudowa kryteriów organizacyjnych,

6. Literatura

- [1] Downarowicz O.: System eksploatacji. Zarządzanie zasobami techniki. Radom 1997. ITE.
- Polska Norma PN EN 45013 Ogólne kryteria dotyczące jednostek certyfikujących personel (i zastępująca ją norma EN ISO/IEC 17024:2003).
- [3] Krajowy System Certyfikacji. http://www.pca.gov.pl.

• zarządcy eksploatacji, z rozbudowa kryteriów zarządczych.

Możliwe jest też opracowywanie innych profili, np. rzeczoznawcy eksploatacji, audytora systemów eksploatacji, projektanta systemów eksploatacji.

Dr inż. Eugeniusz OLEARCZUK

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechatroniki, 00-908 Warszawa, ul Kaliskiego 2 tel. 022 683 – 7291, 022 862 – 4669 e-mail: olear@ats.com.pl

FORMULARZ ZAMÓWIENIA PRENUMERATY KWARTALNIKA "EKSPLOATACJA I NIEZAWODNOŚĆ"

(wypełniony formularz proszę przesłać pocztą lub faxem na adres redakcji)

Nazwa firmy zamawiającej prenumeratę:

••••••	••••••	••••••	•••••
Adres:			
Telefon:	. Fax:		
Numer identyfikacyjny NIP:			

Zamawiam roczną prenumeratę kwartalnika PNTTE Warszawa i PAN O/Lublin pt: "Eksploatacji i Niezawodności" w ilości egzemplarzy.

Cena rocznej prenumeraty 1 egzemplarza wynosi 100 złotych.

Adres do korespondencji:

(wypełnić jeżeli inny niż podany powyżej)

Imię i nazwisko:	
Nazwa:	
Adros	
Aures	
Telefon:	. Fax:

Upoważniam Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne (Warszawa) do wystawienia na podstawie niniejszego zamówienia faktury VAT bez mojego podpisu.

Data: Podpis osoby upoważnionej.....