

Leszek UŁANOWICZ, Grzegorz JASTRZĘBSKI, Paweł SZCZEPANIAK,
 Ryszard SABAK, Dariusz RYKACZEWSKI
Air Force Institute of Technology (Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych)

MALFUNCTIONS OF AVIATION HYDRAULIC PUMPS

Niesprawności lotniczych pomp hydraulicznych

Abstract: *Hydraulic pumps are among the most complex and responsible units from the point of view of aircraft flight safety. One of the most important scientific and technical problems in improving the reliability of hydraulic pumps is to understand the physical nature of the cause of damage in them and on this basis to develop measures and recommendations to ensure their reliability. The article discusses the characteristics of hydraulic piston pairs of hydraulic pumps according to the kinematics of their movement and load conditions. Selected actual damages of axial piston pumps are discussed. The paper presents a simplified 3D solid model of the cylinder-piston assembly and the mechanism for adjusting the inclination of the piston cylinder block, the axial hydraulic pump, and the model of breaking loads for selected elements of this pump. The digital solid model and element load analysis were developed in SolidWorks Simulation.*

Keywords: aviation, aircraft, hydraulic drive, hydraulic pump

Streszczenie: *Pompy hydrauliczne należą do najbardziej złożonych i odpowiedzialnych zespołów z punktu widzenia bezpieczeństwa lotu statku powietrznego. Jednym z ważniejszych problemów naukowo-technicznych podnoszenia niezawodności pomp hydraulicznych jest poznanie istoty fizycznej przyczyny powstawania w nich uszkodzeń i opracowanie na tej podstawie przedsięwzięć i zaleceń zapewniających ich nieuszkodzalność. W artykule omówiono charakterystykę hydraulicznych par tłoczkowych pomp hydraulicznych wg kryterium kinematyki ich ruchu i warunków obciążenia. Omówiono wybrane rzeczywiste uszkodzenia tłoczkowych, osiowych pomp hydraulicznych. Przedstawiono uproszczony, komputerowy model bryłowy 3D zespołu cylindrowo-tłoczkowego i mechanizmu regulacji nachylenia bloku cylindrów tłokowej, osiowej pompy hydraulicznej oraz przedstawiono model obciążeń niszczących dla wybranych elementów tej pompy. Cyfrowy model bryłowy i analizę obciążeń elementów opracowano w aplikacji SolidWorks Simulation.*

Słowa kluczowe: lotnictwo, statek powietrzny, napęd hydrauliczny, pompa hydrauliczna

1. Introduction

Aircraft hydraulic drives are among the most responsible systems in terms of flight safety. They directly affect the operability of the control and pilot systems as well as the take-off and landing units of an airplane or a helicopter. Among the sets of aviation hydraulic systems, the hydraulic pump is the most complex and responsible. The hydraulic pump is a source of energy supplying the stream of working fluid with the required capacity and required pressure, hydraulic drive units. Hydraulic pumps used in aviation are usually positive displacement, piston pumps with constant or variable displacement, axial or radial (fig. 1) [6, 7].

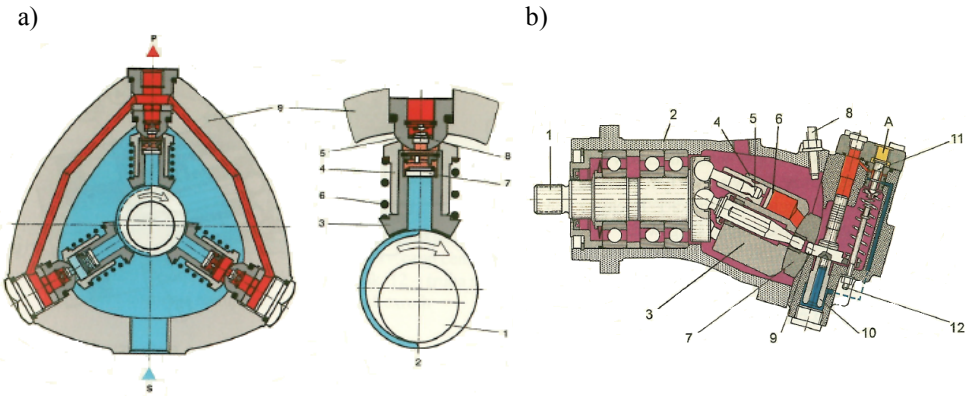


Fig. 1. Diagram of a displacement multi-piston hydraulic pump: a) radial: 1 – drive shaft, 2 – eccentric, 3 – plunger, 4 – plunger cylinder, 5 – tip, 6 – spring, 7 – suction valve, 8 – discharge valve, body; b) axial: 1 – shaft, 2 – body, 3 – rotor, 4 – piston, 5 – plunger pusher, 6 – pin, 7 – tilting plate, 8 – stroke limiter, 9 – pin, 10 – plunger, 11 – slider, 12 – position controller [Bosch Rexrot]

In the process of operation, airline hydraulic pumps are subjected to the effects of a wide spectrum of factors influencing their technical condition in various ways [3, 9, 13]. The impact of operating factors on the technical condition of a hydraulic pump manifests itself in the form of deviations from the nominal of its parameters, as a result of wear of its precision pairs or aging of elastomer seals [1, 2, 7]. The process of the occurrence of damage in a hydraulic pump usually represents a certain process running over time, the internal mechanism and speed of which depend on the structure and properties of the material, stresses caused by loads, operating temperature, etc. [4, 11]. As demonstrated by the design and operational practice, damage to hydraulic pumps, especially if they cause an accident, should be thoroughly investigated. Objective determination of the actual causes of hydraulic pump damage is a necessary condition for the development of measures to prevent their occurrence in similar facilities.

Testing damaged hydraulic pumps requires not only expert works, but also on-site work. These works are aimed at examining the essence of all possible damages and malfunctions of the precision pairs of the hydraulic pump. The bench tests of a hydraulic pump do not always allow to confirm that it is fit for work. Often, damage to the hydraulic pump may be temporary, self-eliminating, and do not occur during the bench test. In these cases, computer techniques provide support in determining the causes and the course of damage to the hydraulic pump components [5, 8, 10, 12].

The article presents a method of computer simulation tests of a hydraulic multi-piston variable capacity axial pump used on an aircraft operated by the Polish Armed Forces. The solid model and element load analysis were developed in SolidWorks Simulation.

2. Causes of damage to piston, axial hydraulic pumps

The basic components of the displacement piston hydraulic pump (fig. 1b) are: the cylinder-piston assembly (cylinder block), the front distributor of the working fluid, the cylinder block inclination adjustment mechanism (in variable displacement pumps), the bearings and the drive shaft seals. The hydraulic pump components listed above are precision hydraulic pairs. A characteristic feature of the operation of the piston hydraulic pair is the cooperation of its elements, i.e. the piston-cylinder, during the reciprocating movement in the working fluid environment that gets into small clearances between its elements. Piston hydraulic pairs are characterized by the following features:

- 1) continuous reciprocating movement of the pistons in relation to the cylinder, with a pitch of several to several dozen millimeters, with a speed resulting from the multiplicity of the rotation speed of the lifting system (drive shaft);
- 2) high radial pressure between the piston and the cylinder surface;
- 3) high contact loads of the piston pusher foot and the surface of the thrust washer;
- 4) work in the conditions of a complex combination of acting loads and mutual displacement of cooperating friction surfaces. Rapidly changing, depending on the angle of rotation of the rotor, slip velocity;
- 5) high sensitivity to the presence of hard particles in the working fluid. They increase friction in the piston-cylinder pair or cause blocking of the piston in the cylinder.

The specificity of the load on the piston pair is the simultaneous interaction of the piston with two elements: the surface of the rotor seat, in relation to which it reciprocates and the abutment surface of the swivel disk against which the foot of the plunger face rotates and slides.

The most common causes of failure of variable or constant displacement piston axial hydraulic pumps are:

- wear (abrasion) of cooperating hydraulic piston pairs, i.e. pistons in the cylinder block, scuffing of pistons in the cylinder block,
- wear of the face of the swivel plate abutment,
- wear of pump sealing elements,

- fatigue wear of pump components.

The wear (abrasion) of the mutually cooperating elements of the node pairs (pistons in the cylinders of the cylinder block) and the distribution disk mechanism directly affects the output parameters of the pump, i.e. its pump flow at a given working pressure and volumetric efficiency coefficient, as well as increases the flow rate of internal leakages. Examples of damage to piston, axial hydraulic pumps with variable displacement, related to galling of the pistons in the cylinder block are shown in fig. 2.

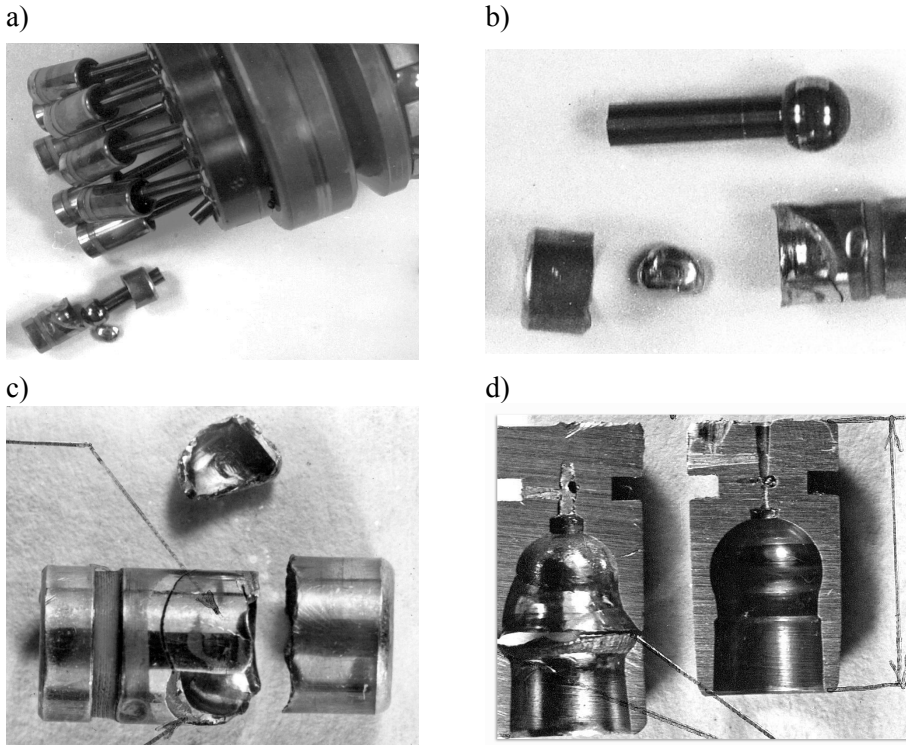


Fig. 2. View of damaged elements of the hydraulic pump with a tilting cylinder block: a) forcing unit, b) piston and pusher, c) piston with a chip, d) elongated head of the piston pusher (left) and the comparative head (no damage, right)

The following is evidence of galling of the pistons in the cylinder block:

- traces of scratches in the direction of the piston movement and about 15% relative elongation of the piston along its axis;
- longitudinal deformation of the piston pusher head;
- peripheral matting and areas of tarnish colors with a navy blue shade. This proves a significant increase in the resistance to the piston movement in the block cylinder and its operation at elevated temperature;

- plunger lifters broken. Seizure of the pistons in the block cylinder caused an increase in tensile stresses in their pushers and, as a result, their breakage.

Another cause of damage to hydraulic pumps is fatigue wear of its components. Examples of damage to the piston, axial hydraulic pumps of variable capacity related to the fatigue wear of its components are shown in figs. 3 and 4.



Fig. 3. View of the elements of the damaged hydraulic pump: a) cylinder-piston assembly (cylinder block), b) right bearing cover of the swivel thrust plate, c) missing left bearing cover, d) fatigue damaged left bearing cover of the swivel thrust washer

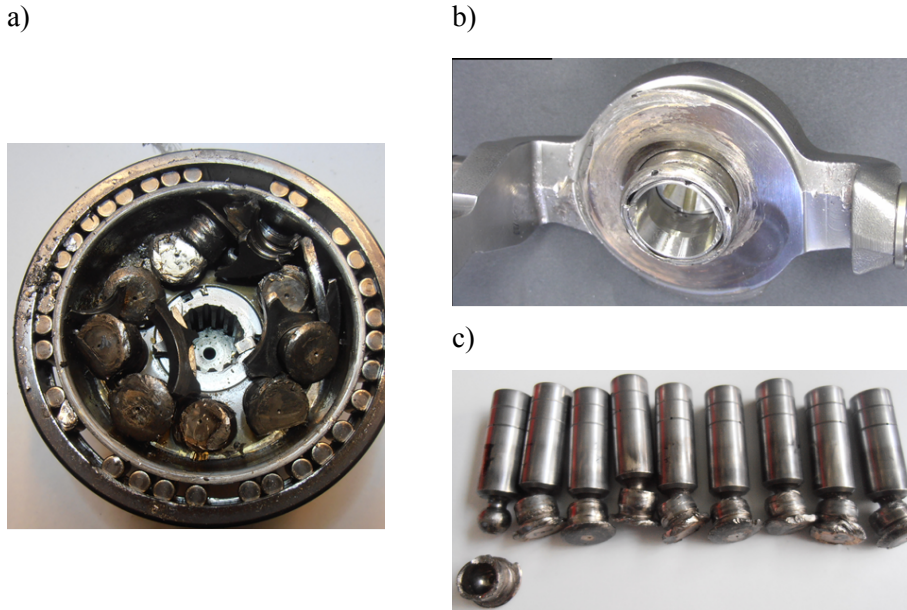


Fig. 4. View of the damaged elements of the variable displacement hydraulic pump: a) cylinder block on the side of the swivel thrust plate with visible fragments of the separator, b) swivel thrust plate numerous signs of damage, c) pump pistons with feet

The cause of the hydraulic pump failure was a fatigue crack in the ear of the swivel thrust plate bearing cover (fig. 3d). As a result of the breaking off of the roller bearing cover of the swiveling thrust washer, the rigidity of its mounting was lost. The bearing could move radially to the bearing seat (deviate from the seat). This was evidenced by large amounts of filings and chips pressed into the bearing seat. The loss of the stiffness of the roller bearing mounting resulted in the possibility of lateral displacement of the tilting thrust disk (misalignment of both roller bearings of the tilting thrust disk). The increased range of lateral displacement of the tilting plate was caused by the impact on the front surface of this plate of the pistons of the forcing section in the operating condition of the minimum pump capacity. The change in pump capacity caused a cyclical change in the lateral displacement of the swivel plate. Increasing the transverse displacement of the swivel thrust washer, in turn, erased the play in the combination of the piston foot - separator holes. This, in turn, blocked the ball joint of the footer-piston association. Erasing the play and blocking the ball joint of the foot-piston connection caused bending loads in the separator disc. As a result of these loads, stresses exceeding the permissible values arose in the separator and, as a result, its defragmentation. As a result of blocking the ball joint of the foot-piston association, there was a tendency for the pistons to overlap the cylinder block. As a result of this interaction, an increased load on the roller bearing occurred and, as a result, the cage of this bearing was defragmented. Defragmented elements caused further destruction of the internal elements of the hydraulic pump.

3. Computer simulation tests

Computer simulation tests are more and more often used as a support element in determining the causes and course of the destruction of assembly elements. This research requires the development of computer digital models and the development of simulation boundary conditions. As part of simulation research, attempts are made to recreate the conditions for the destruction of some elements. As an example of the use of simulation studies, tests of piston elements, an axial hydraulic pump with a tilting disc, presented in Fig. 3 and Fig. 4 were presented. The digital solid model and component load analysis were developed in the SolidWorks Simulation application. The digital solid model of the cylinder-piston unit (cylinder block) and the mechanism for adjusting the inclination of the cylinder block (thrust plate) of the axial hydraulic pump with a tilting plate are shown in fig. 5.

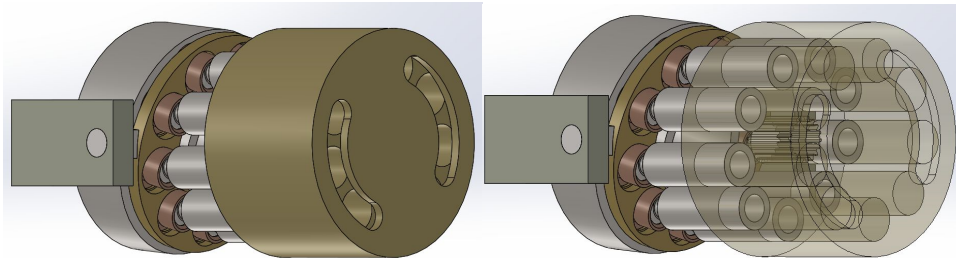


Fig. 5. Digital solid model of a piston axial hydraulic pump with a swivel plate

Figure 6 shows the results of computer simulation tests for checking the load range of the bearing cover of the swiveling thrust washer. A fragment of the modeled bearing cover of the swivel thrust washer is shown in fig. 6a. As part of the simulation tests, the place of stress concentration was determined and the method of loading this element, which led to its destruction, was demonstrated. The fatigue limit was referred to as 40% of the immediate strength value. The value of the force acting on the cover surface was 0.5 kN.

Figure 7 shows a solid digital model of a forcing unit of a hydraulic pump with a tilting thrust plate.

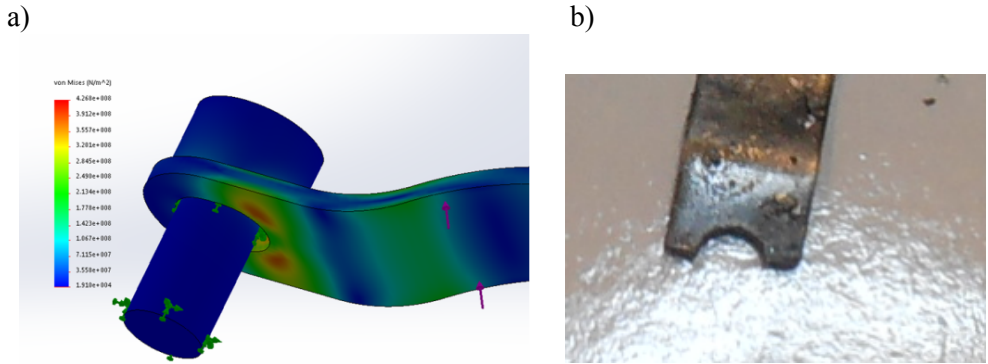


Fig. 6. A fragment of a cover for a swivel thrust washer: a) a computer model with a map of reduced stresses, b) a real, damaged element

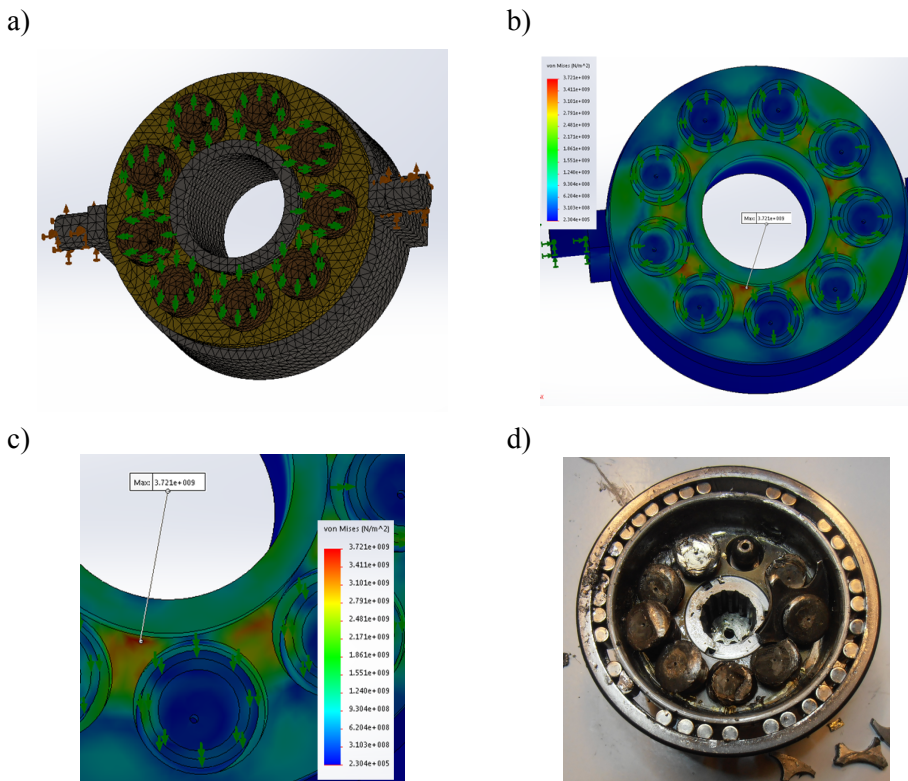


Fig. 7. Swivel disc with a separator disc and piston feet built into it: a) computer model, with a grid, b) with a map of reduced stresses, c) detail of the reduced stress map, with an indicated concentration place, d) real, damaged element

The swivel thrust washer is supported in the pump casing by two anti-friction bearings. The model consists of a tilting disc, pistons with feet and a cylinder block. The presented case of the separator disc damage confirms the assumed hypothesis about the cause, which was the erasure of the play in the foot-separator disc combination and the blockage of the piston-foot joints, which led to bending loads in the separator disc. The areas of failure concentration are shown in red in figs. 7b and 7c.

4. Conclusions

This publication presents selected results of research on damaged in operation air piston hydraulic pumps. The presented examples show that the size and extent of damage to pump components, as well as their causes, are varied. The most common damage to hydraulic piston pumps are: seizure of pistons in the cylinder block, wear of the face of the swivel plate thrust, wear of the pump sealing elements, fatigue cracks in the pump elements.

Computer simulation methods can be used to support research and determine the causes of damage. The use of these methods allows to restore the state of loads of assembly elements during emergency operation. The results of simulation analyzes are helpful in the effective detection of the causes of failure, and as a result, invaluable in developing valuable, from the point of view of operational safety, preventive recommendations. When performing simulation tests, it should be remembered that this is an attempt to reproduce reality, and its accuracy depends on a correctly defined load scheme and the declared boundary and initial conditions of the case under consideration.

The results of simulation analyzes are helpful in efficient detection of the causes of failure, as well as in confirming or rejecting the hypothesis regarding the causes of failure.

5. References

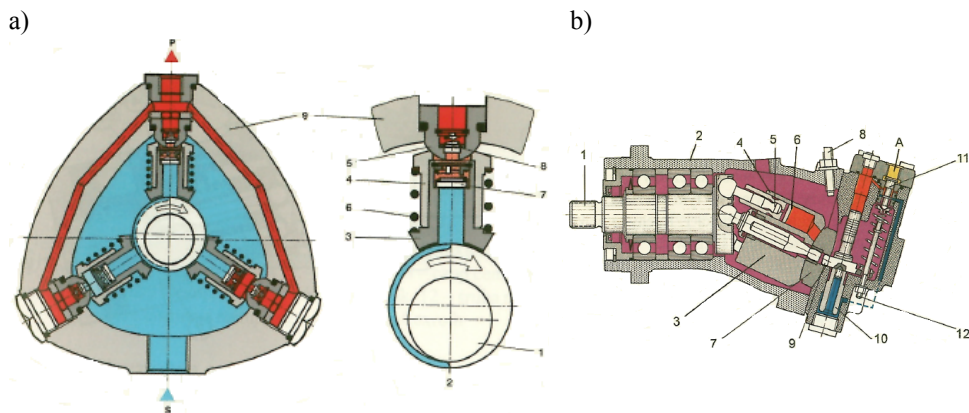
1. Chilton D.: Ensuring proper maintenance and repair in projects involving and elevated height. *Fluid Power Journal*, Vol. 26(9), 2019.
2. Dziubak T.: The effects of dust extraction on multi-cyclone and non-woven fabric panel filter performance in the air filters used in special vehicles. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, Vol. 18(3), 2016.
3. Gessner T.: Analyzing a hydraulic system performance. *Fluid Power Journal*, Vol. 25(9), 2018.
4. Grinchar N.G., Sorokin P.A., Karpychev V.A., Sergeev K.A.: Analysis of change in the state of hydraulic drive of machines in operation according to the diagnostic results. *Scientia Iranica B*, Vol. 27(1), 2020.

5. Hao-Wei W., Ke-Nan T.: Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data. *Eksploracja i Niezawodność - Maintenance and Reliability*, Vol. 18(3), 2016.
6. Jędrzykiewicz Z., Stojek J., Rosikowski P.: *Napęd i sterowanie hydrostatyczne*. Kraków 2017.
7. Kotnis G.: *Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach* [Construction and operation of hydraulic systems in machines]. Wydawnictwo KaBe, Krosno 2011.
8. Li H.S., Chen D.N., Yao C.Y.: Reliability analysis of hydraulic drive system based on evidence theory and Bayesian network. *Hydraulic & Pneumatics*, Vol. 4, 2017.
9. Tomaszek H., Żurek J., Jasztal M.: *Prognozowanie uszkodzeń zagrażających bezpieczeństwu lotów statków powietrznych*. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Radom 2008.
10. Tomczyk J.: *Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2018.
11. Wang H.W., Teng K.N.: Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data. *Eksploracja i Niezawodność - Maintenance and Reliability*, Vol. 18(3), 2016.
12. Witoś M., Zieja M., Szczepankowski A., Szymczak J.: Structural Health Monitoring of Aero-Engines in Non-stationary Operations. *Advances in Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations. Proceedings of the 5th International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-stationary Operations, CMMNO'2016*, 2016.
13. Zieja M., Smoliński H., Gołda P.: Proactive methods - new quality in aircraft flight safety management. *Journal of KONBiN*, Vol. 4(36), 2015, DOI 10.1515/jok-2015-0060.

NIESPRAWNOŚCI LOTNICZYCH POMP HYDRAULICZNYCH

1. Wstęp

Napędy hydrauliczne statków powietrznych należą do systemów najbardziej odpowiedzialnych z punktu widzenia bezpieczeństwa lotów. Wpływają one bezpośrednio na zdatność do pracy układów sterowania i pilotowania oraz zespołów startu i lądowania samolotu lub śmigłowca. Spośród zespołów lotniczych instalacji hydraulicznych najbardziej złożona i odpowiedzialna jest pompa hydrauliczna. Jest ona źródłem energii zasilającym strumieniem cieczy roboczej, o wymaganej wydajności i żądanym ciśnieniu, zespoły napędu hydraulicznego. Pompy hydrauliczne używane w lotnictwie to zwykle pompy wyporowe, tłoczkowe o stałej lub zmiennej wydajności, osiowe lub promieniowe (rys. 1) [6, 7].



Rys. 1. Schemat wyporowej, wielotłokowej pompy hydraulicznej: a) promieniowej: 1 – wałek napędowy, 2 – mimośród, 3 – tłoczek, 4 – cylinderek tłoczka, 5 – końcówka, 6 – sprężyna, 7 – zawór ssawny, 8 – zawór tłoczny, korpus; b) osiowej: 1 – wałek, 2 – korpus, 3 – wirnik, 4 – tłoczek, 5 – popychacz tłoczka, 6 – czop, 7 – tarcza pochylna, 8 – ogranicznik skoku, 9 – czop, 10 – tłoczek, 11 – suwak, 12 – nastawnik [Bosch Rexrot]

W procesie eksploatacji lotnicze pompy hydrauliczne poddawane są oddziaływaniom szerokiego widma czynników wpływających w różny sposób na ich stan techniczny [3, 9, 13]. Wpływ czynników eksploatacyjnych na stan techniczny pompy hydraulicznej

przejawia się w postaci odchyień od nominalu jej parametrów, wskutek zużycia jej par precyzyjnych lub starzenia uszczelnień elastomerowych [1, 2, 7]. Mechanizm wewnętrzny i prędkość przebiegu procesu powstawania uszkodzeń w pompie hydraulicznej zależą od struktury i właściwości materiału, naprężeń wywołanych przez obciążenia, temperatury pracy itp. [4, 11]. Jak wykazuje praktyka konstruktorska i eksploatacyjna, uszkodzenia pomp hydraulicznych, szczególnie stwarzające przesłanki do wypadku lotniczego, powinny być dokładnie zbadane. Obiektywne ustalenie rzeczywistych przyczyn uszkodzenia pompy hydraulicznej jest koniecznym warunkiem opracowania przedsięwzięć w zakresie zapobiegania ich powstania na analogicznych obiektach.

Badanie uszkodzonych pomp hydraulicznych wymaga wykonania prac nie tylko ekspertyzowych, ale i stanowiskowych, w celu zbadania istoty wszystkich możliwych uszkodzeń i niesprawności par precyzyjnych pompy hydraulicznej. Nie zawsze badania stanowiskowe pompy hydraulicznej pozwalają potwierdzić naruszenie jej zdatości do pracy. Często uszkodzenia pompy hydraulicznej mogą mieć chwilowy, samoistnie usuwający się charakter i podczas badania stanowiskowego nie występują. W tych przypadkach wsparciem przy określaniu przyczyn oraz przebiegu niszczenia elementów pompy hydraulicznej są techniki komputerowe [5, 8, 10, 12].

W artykule przedstawiono metodę komputerowych badań symulacyjnych hydraulicznej wielotłokowej pompy osiowej o zmiennej wydajności, użytkowanej na samolocie eksploatowanym w Siłach Zbrojnych RP. Model bryłowy i analizę obciążeń elementów opracowano w aplikacji SolidWorks Simulation.

2. Przyczyny uszkodzania się tłoczkowych, osiowych pomp hydraulicznych

Podstawowymi podzespołami wporowej, tłoczkowej pompy hydraulicznej są (rys. 1b): zespół cylindrowo-tłoczkowy (blok cylindrów), rozdzielacz czołowy cieczy roboczej, mechanizm regulacji nachylenia bloku cylindrów (w pompach o regulowanym wydatku), łożyska i uszczelnienia wałka napędowego. Wymienione powyżej podzespoły pompy hydraulicznej są hydraulicznymi parami precyzyjnymi. Charakterystyczną cechą działania tłoczkowej pary hydraulicznej jest współpraca jej elementów, tj. tłoczek-cylinder, podczas ruchu posuwisto-zwrotnego w środowisku cieczy roboczej dostającej się w niewielkie luzy pomiędzy jej elementami. Tłoczkowe pary hydrauliczne charakteryzują się następującymi cechami:

- 1) ciągły ruch postępowo-zwrotny tłoczków względem cylindra, o skoku od kilku do kilkudziesięciu milimetrów, z prędkością wynikającą z krotności prędkości obracania się układu unoszenia (wału napędowego),
- 2) duże naciski promieniowe między tłoczkiem i powierzchnią cylindra,
- 3) duże obciążenia kontaktowe stopki popychacza tłoczka i powierzchni tarczy oporowej,

- 4) praca w warunkach złożonego skojarzenia działających obciążeń i wzajemnego przemieszczania współpracujących powierzchni tarciovych – gwałtownie zmieniające się, w zależności od kąta obrotu wirnika, prędkości poślizgu,
- 5) duża wrażliwość na obecność w cieczy roboczej cząstek twardych – zwiększają tarcie w parze tłoczek–cylinder lub powodują blokowanie tłoczka w cylindrze.

Specyfiką obciążenia pary tłoczkowej jest jednoczesne wzajemne oddziaływanie tłoczka z dwoma elementami: powierzchnią gniazda wirnika, względem którego przemieszcza się on ruchem postępowo-zwrotnym i powierzchnią oporowej tarczy wychylnej, względem której następuje obracanie się i ślizganie stopy czoła tłoczka.

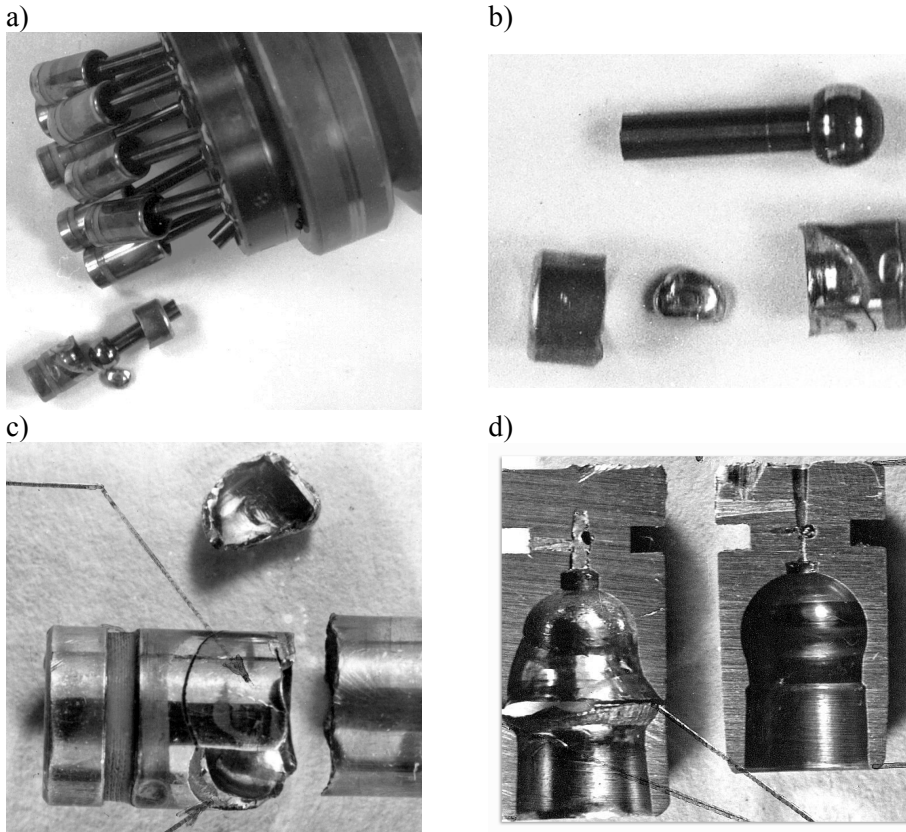
Do najczęściej spotykanych przyczyn powodujących uszkodzenia tłoczkowych osiowych pomp hydraulicznych o zmiennej lub stałej wydajności należą:

- zużycie się (ścieranie) współpracujących ze sobą tłoczkowych par hydraulicznych, tj. tłoczków w bloku cylindrów,
- zacieranie tłoczków w bloku cylindrów,
- zużycie powierzchni czołowej oporowej tarczy wychylnej,
- zużycie elementów uszczelniających pompy,
- zużycie zmęczeniowe elementów pompy.

Zużycie się (ścieranie) współpracujących ze sobą elementów par węzła (tłoczków w cylindrach bloku cylindrów) i mechanizmu tarczy rozdzielczej wpływa bezpośrednio na wyjściowe parametry pompy, tj. jej wydatek przy danym ciśnieniu roboczym i współczynnik sprawności objętościowej, a także zwiększa natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych.

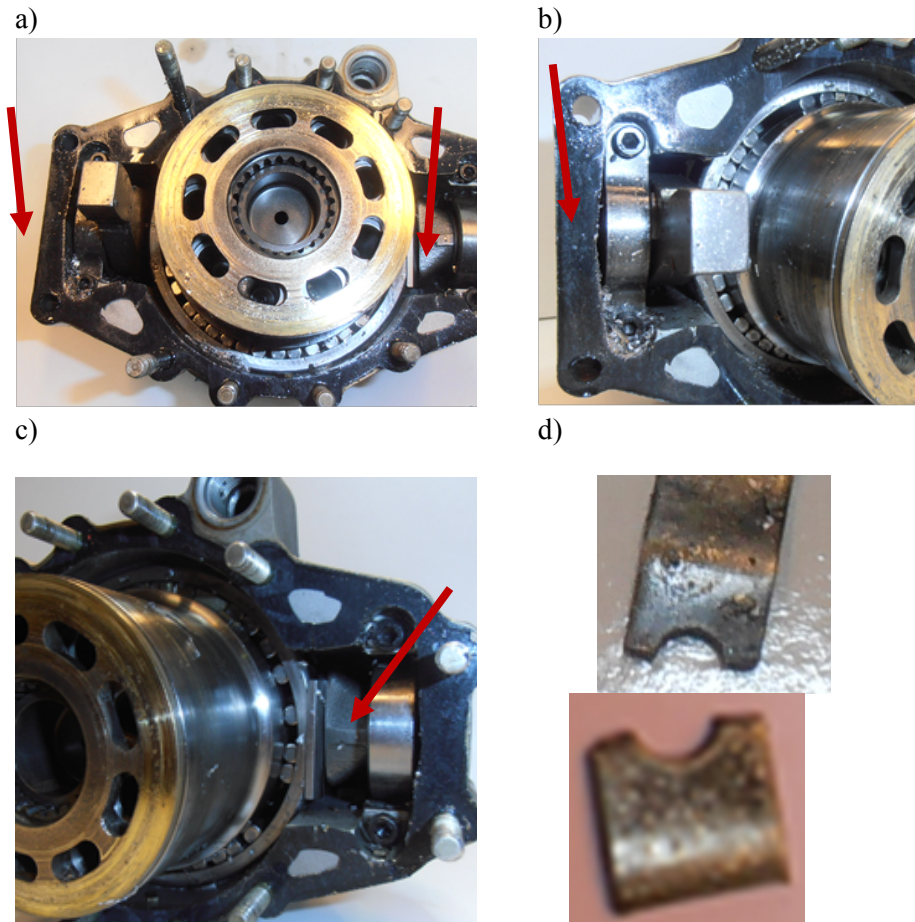
Przykłady uszkodzeń tłoczkowych osiowych pomp hydraulicznych o zmiennej wydajności związane z zacieraniem się tłoczków w bloku cylindrów przedstawiono na rys. 2. O zacieraniu się tłoczków w bloku cylindrów świadczą:

- ślady rys zgodnych z kierunkiem ruchu tłoczka oraz ok. 15% względne wydłużenie tłoczka wzdłuż jego osi,
- deformacja wzdłużna główki popychacza tłoczka,
- obwodowe zmatowienia oraz obszary barw nalotowych o odcieniu granatowym, co świadczy o znacznym wzroście oporów ruchu tłoczka w cylindrze bloku oraz jego pracy w podwyższonej temperaturze,
- urwane popychacze tłoczków – zatarcie tłoczków w cylindrze bloku powodowało wzrost naprężeń rozciągających w ich popychaczach i w efekcie ich urwanie.



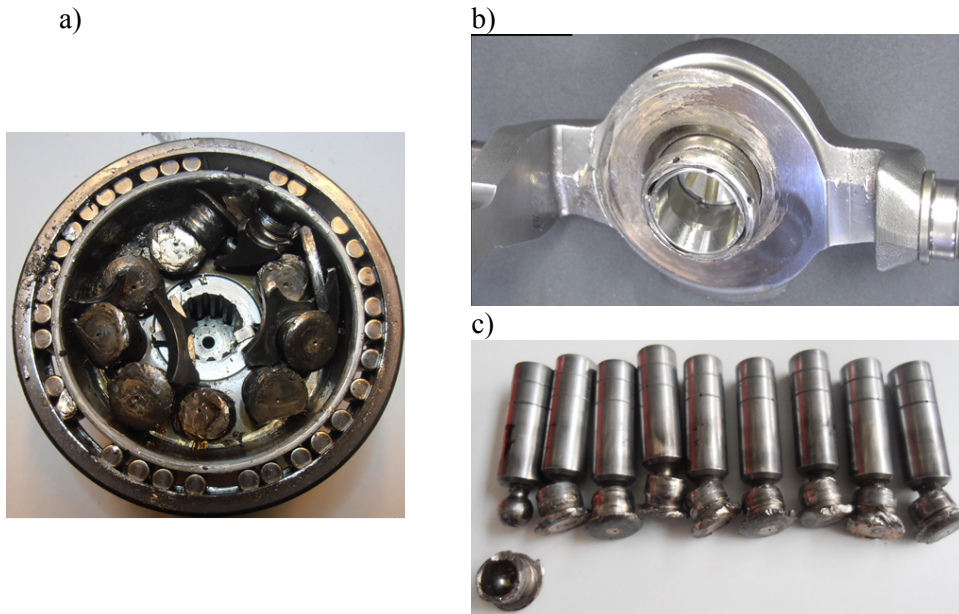
Rys. 2. Widok uszkodzonych elementów pompy hydraulicznej z wychylnym blokiem cylindrów: a) zespół tłoczący, b) tłoczek i popychacz, c) tłoczek z wykruszeniem, d) wydłużona główka popychacza tłoczka (po lewej) i porównawczego (bez uszkodzeń, po prawej)

Inną przyczyną uszkodzenia się pomp hydraulicznych jest zużycie zmęczeniowe elementów. Przykłady uszkodzenia tłoczkowej osiowej pompy hydraulicznej o zmiennej wydajności związane ze zużyciem zmęczeniowym jej elementów przedstawiono na rys. 3 i 4. Przyczyną uszkodzenia pompy hydraulicznej było pęknięcie zmęczeniowe ucha pokrywy łożyska wychylnej tarczy oporowej (rys. 3d). W wyniku odłamania się pokrywy łożyska rolkowego wychylnej tarczy oporowej nastąpiła utrata sztywności jego mocowania. Łożysko mogło wykonywać ruch promieniowy względem gniazda łożyska (odchyłać się od gniazda). Świadczyły o tym duże ilości opiłków i wiórów wgniecionych w gniazdo łożyska.



Rys. 3. Widok elementów uszkodzonej pompy hydraulicznej: a) zespół cylindrowo-tłoczkowy (blok cylindrów), b) prawa pokrywa łożyska wychylnej tarczy oporowej, c) brak lewej pokrywy łożyska, d) uszkodzona zmęczeniowo lewa pokrywa łożyska wychylnej tarczy oporowej

Utrata sztywności mocowania łożyska rolkowego powodowała możliwość poprzecznego przemieszczenia się wychylnej tarczy oporowej (niewspółosiowość obu łożysk rolkowych wychylnej tarczy oporowej). Zwiększony zakres poprzecznego przemieszczenia się wychylnej tarczy oporowej wywoływany był przez oddziaływanie na powierzchnię czołową tej tarczy tłoczków sekcji tłoczenia w stanie pracy minimalnej wydajności pompy. Zmiana wydajności pompy powodowała cykliczną zmianę poprzecznego przemieszczenia się wychylnej tarczy oporowej.



Rys. 4. Widok elementów uszkodzonej pompy hydraulicznej o zmiennej wydajności: a) blok cylindrowy od strony wychylnej tarczy oporowej z widocznymi fragmentami separatora, b) wychylna tarcza oporowa – liczne ślady uszkodzeń, c) tłoczki pompy wraz ze stopkami

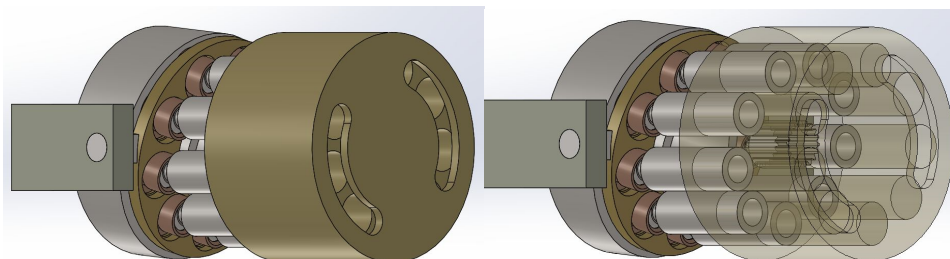
Zwiększanie poprzecznego przemieszczania się wychylnej tarczy oporowej powodowało z kolei wykasowanie luzu w skojarzeniu stopka tłoczka – otwory separatora. To z kolei powodowało blokowanie przegubu kulistego skojarzenia: stopka–tłoczek. Wykasowanie luzów oraz zablokowanie przegubu kulistego skojarzenia stopka–tłoczek powodowało powstanie obciążeń gnących w tarczy separatora. W wyniku działania tych obciążeń w separatorze powstały naprężenia przekraczające wartości dopuszczalne i w efekcie jej defragmentację.

W wyniku blokowania przegubu kulistego skojarzenia stopka–tłoczek występowała tendencja do przekazania przez tłoczki bloku cylindrowego. W wyniku tego oddziaływania wystąpiło zwiększone obciążenie łożyska rolkowego i w efekcie defragmentacja koszyczka tego łożyska. Elementy, które uległy defragmentacji, powodowały dalszy proces destrukcji elementów wewnętrznych pompy hydraulicznej.

3. Komputerowe badania symulacyjne

Komputerowe badania symulacyjne coraz częściej są wykorzystywane jako element wspomagający przy określaniu przyczyn oraz przebiegu niszczenia elementów zespołów. Badania te wymagają opracowania komputerowych modeli cyfrowych oraz opracowania warunków brzegowych symulacji. W ramach badań symulacyjnych próbuje się odtworzyć

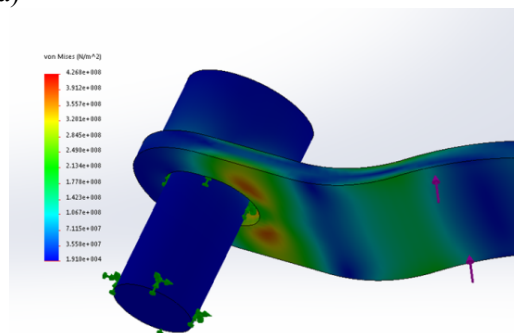
warunki niszczenia niektórych elementów. Jako przykład wykorzystania badań symulacyjnych przedstawiono badania elementów tłokowej osiowej pompy hydraulicznej z wychylną tarczą przedstawionych na rys. 3 i 4. Cyfrowy model bryłowy i analizę obciążeń elementów opracowano w aplikacji SolidWorks Simulation. Cyfrowy model bryłowy zespołu cylindrowo-tłoczkowego (blok cylindrów) i mechanizm regulacji nachylenia bloku cylindrów (tarcza oporowa) tłokowej osiowej pompy hydraulicznej z wychylną tarczą przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Cyfrowy model bryłowy tłokowej osiowej pompy hydraulicznej z tarczą wychylną

Na rys. 6 przedstawiono wyniki komputerowych badań symulacyjnych dotyczących sprawdzenia zakresu obciążeń pokrywy łożyska wychylnej tarczy oporowej.

a)



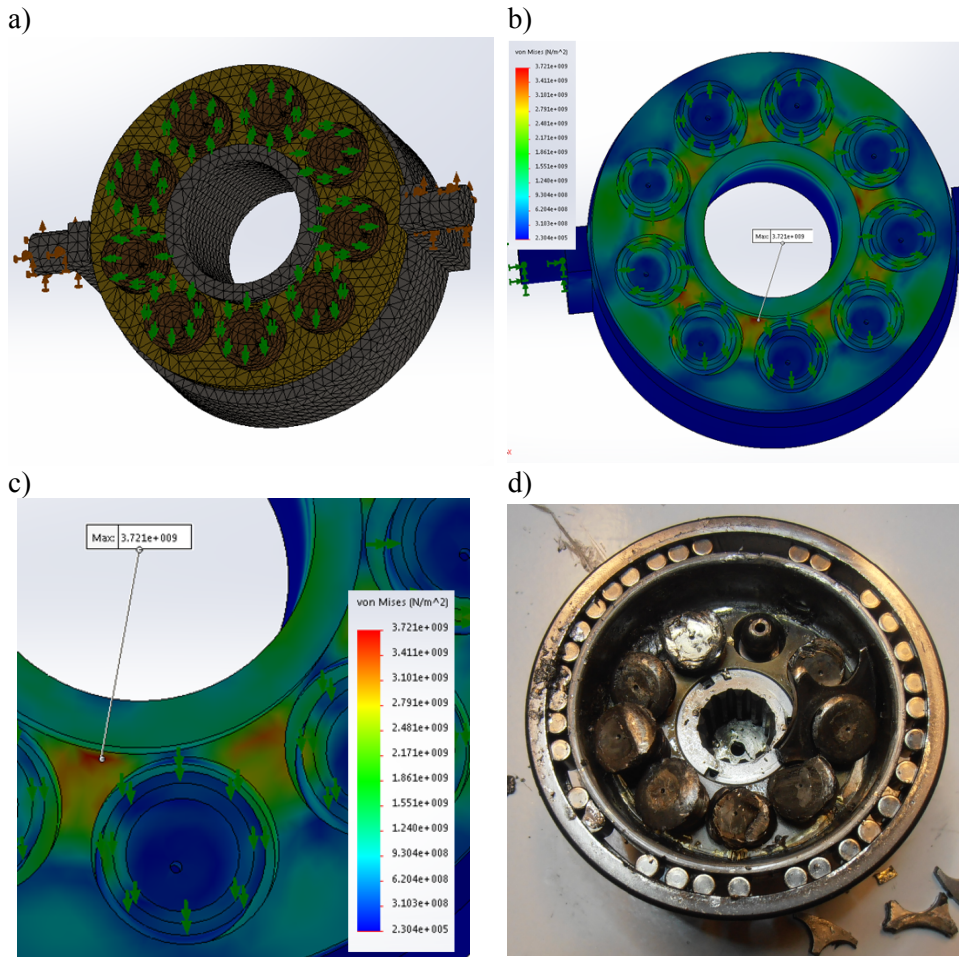
b)



Rys. 6. Fragment pokrywy łożyska wychylnej tarczy oporowej: a) model komputerowy z mapą naprężeń zredukowanych, b) rzeczywisty uszkodzony element

Fragment zamodelowanej pokrywy łożyska wychylnej tarczy oporowej przedstawiono na rys. 6a. W ramach badań symulacyjnych określono miejsce koncentracji naprężeń i wykazano sposób obciążenia tego elementu, które w efekcie doprowadziło do jego zniszczenia. Odniesiono się do granicy zmęczenia, wynoszącej 40% wartości wytrzymałości doraźnej. Wartość siły działającej na powierzchni pokrywy wynosiła 0,5 kN.

Na rys. 7 przedstawiono bryłowy model cyfrowy zespołu tłoczącego pompy hydraulicznej z wychylną tarczą oporową.



Rys. 7. Tarcza wychylna z tarczą separatora i zabudowanymi w niej stopkami tłoczków: a) model komputerowy z siatką, b) model komputerowy z mapą naprężeń zredukowanych, c) szczegół mapy naprężeń zredukowanych ze wskazanym miejscem koncentracji, d) rzeczywisty uszkodzony element

Wychylna tarcza oporowa podparta jest w korpusie pompy na dwóch łożyskach tocznych. Model składa się z wychylnej tarczy, tłoczków wraz ze stopkami oraz bloku cylindrów. Przedstawiony przypadek uszkodzenia tarczy separatora potwierdza założoną hipotezę o przyczynie, którą było wykasowanie luzów w skojarzeniu stopka–tarcza separatora oraz zablokowanie przegubów tłoczek–stopka, co doprowadziło do powstania obciążeń gnących w tarczy separatora. Obszary koncentracji obciążeń niszczących przedstawiono w kolorze czerwonym na rys. 7b i 7c.

4. Podsumowanie

W niniejszej publikacji zaprezentowano wybrane wyniki badań uszkodzonych w eksploatacji lotniczych tłoczkowych pomp hydraulicznych. Przedstawione przykłady uwidaczniają, że rozmiar i zakres uszkodzeń elementów pomp, a także ich przyczyny są zróżnicowane. Najczęściej spotykanymi uszkodzeniami hydraulicznych pomp tłoczkowych są: zacieranie tłoczków w bloku cylindrów, zużycie powierzchni czołowej oporowej tarczy wychylnej, zużycie elementów uszczelniających pompy, pęknięcia zmęczeniowe elementów pompy.

Do wspomagania badań i ustalenia przyczyn uszkodzenia można wykorzystać komputerowe metody symulacyjne. Stosowanie tych metod pozwala odtworzyć stan obciążeń elementów zespołów podczas awaryjnej pracy. Wyniki analiz symulacyjnych są pomocne w skutecznym wykrywaniu przyczyn niesprawności, a w efekcie nieocenione przy opracowywaniu wartościowych, z punktu widzenia bezpieczeństwa eksploatacji, zaleceń profilaktycznych. Wykonując badania symulacyjne, należy pamiętać, że jest to próba odwzorowania rzeczywistości, a jej dokładność zależy od prawidłowo zdefiniowanego schematu obciążeń oraz zadeklarowanych warunków brzegowych i początkowych rozpatrywanego przypadku.

Wyniki analiz symulacyjnych są pomocne w skutecznym wykryciu przyczyn niesprawności, jak również przy potwierdzeniu lub odrzuceniu hipotezy dotyczącej przyczyn uszkodzenia.

5. Literatura

1. Chilton D.: Ensuring proper maintenance and repair in projects involving and elevated height. *Fluid Power Journal*, Vol. 26(9), 2019.
2. Dziubak T.: The effects of dust extraction on multi-cyclone and non-woven fabric panel filter performance in the air filters used in special vehicles. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, Vol. 18(3), 2016.
3. Gessner T.: Analyzing a hydraulic system performance. *Fluid Power Journal*, Vol. 25(9), 2018.
4. Grinchar N.G., Sorokin P.A., Karpychev V.A., Sergeev K.A.: Analysis of change in the state of hydraulic drive of machines in operation according to the diagnostic results. *Scientia Iranica B*, Vol. 27(1), 2020.
5. Hao-Wei W., Ke-Nan T.: Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data. *Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability*, Vol. 18(3), 2016.
6. Jędrzykiewicz Z., Stojek J., Rosikowski P.: *Napęd i sterowanie hydrostatyczne*. Kraków 2017.

7. Kotnis G.: Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach Wydawnictwo KaBe, Krosno 2011.
8. Li H.S., Chen D.N., Yao C.Y.: Reliability analysis of hydraulic drive system based on evidence theory and Bayesian network. *Hydraulic & Pneumatics*, Vol. 4, 2017.
9. Tomaszek H., Żurek J., Jaształ M.: Prognozowanie uszkodzeń zagrażających bezpieczeństwu lotów statków powietrznych. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Radom 2008.
10. Tomczyk J.: Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2018.
11. Wang H.W., Teng K.N.: Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data. *Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability*, Vol. 18(3), 2016.
12. Witoś M., Zieja M., Szczepankowski A., Szymczak J.: Structural Health Monitoring of Aero-Engines in Non-stationary Operations. *Advances in Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations. Proceedings of the 5th International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-stationary Operations, CMMNO'2016*, 2016.
13. Zieja M., Smoliński H., Gołda P.: Proactive methods - new quality in aircraft flight safety management. *Journal of KONBiN*, Vol. 4(36), 2015, DOI 10.1515/jok-2015-0060.