

Leszek UŁANOWICZ

MODELLING OF A PROCESS, WHICH CAUSES ADHESIVE SEIZING (TACKING) IN PRECISE PAIRS OF HYDRAULIC CONTROL DEVICES

MODELOWANIE PROCESU WYWOŁUJĄCEGO ZACIERANIE ADHEZYJNE (SCZEPIANIE) W PARACH PRECYZYJNYCH HYDRAULICZNYCH URZĄDZEŃ REGULACYJNYCH*

Lack of complete knowledge in the scope of the impact of operating conditions of precise pairs of hydraulic units on the character of the destructive processes arising in them, results in not taking these conditions into account at the early stages of design and manufacturing. One of such little described issues are factors causing adhesive seizing (tacking), created during the process of interaction between slider surfaces of pairs of hydraulic control devices under contact-vibration load. The articles presents general characteristics and mechanisms causing adhesive seizing (tacking) in precise pairs of hydraulic control devices under contact-vibration load. It also presents a model describing the process, which causes adhesive seizing (tacking) in a slider hydraulic pair under contact-vibration load. The model allows to carry out both, qualitative, as well as quantitative analysis of the impact of vibration and load parameters on the occurrence of adhesive seizing (tacking) in slider pairs of hydraulic control devices. Practical application of the model requires the determination of the values of coefficients, which characterise the intensity of restoration and seizing resistance of metal oxides on cooperating surfaces of a hydraulic pair. An empirical method for estimating coefficients of the model and an example of estimating model coefficients for a pressure increase limiter were presented.

Keywords: aviation, hydraulic drive, hydraulic precise pair, adhesive seizing, tacking .

Brak pełnej wiedzy w zakresie wpływu warunków pracy par precyzyjnych zespołów hydraulicznych na charakter powstawania w nich procesów destrukcyjnych powoduje, że na etapach projektowania i wytwarzania nie uwzględnia się tych warunków. Jednym z takich mało opisanych zagadnień są czynniki wywołujące zacieranie adhezyjne (szczepianie), powstające w procesie wzajemnego oddziaływania powierzchni suwakowych par hydraulicznych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym. W artykule przedstawiono ogólną charakterystykę i mechanizmy wywołujące zacieranie adhezyjne (szczepianie) w hydraulicznych parach precyzyjnych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym. Zaprezentowano model opisujący proces wywołujący zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo – wibracyjnym. Model pozwala przeprowadzić zarówno jakościową, jak i ilościową analizę wpływu parametrów wibracji i obciążenia na wystąpienie zacierania adhezyjnego (szczepiania) w suwakowych parach hydraulicznych urządzeń regulacyjnych. Praktyczne wykorzystanie modelu wymaga określenia wartości współczynników charakteryzujących intensywność odtwarzania i opór ścięcia tlenków metalu ze współpracujących powierzchni pary hydraulicznej. Przedstawiono empiryczną metodę szacowania współczynników modelu i przykład szacowania współczynników modelu dla ogranicznika narastania ciśnienia.

Słowa kluczowe: lotnictwo, napęd hydrauliczny, hydrauliczna para precyzyjna, zacieranie adhezyjne, szczepianie.

1. Introduction

One of the most important tasks in the complex of activities aimed at increasing the use quality of a hydraulic drive are studies concerning the impact of working conditions of hydraulic precise pairs on their wear process, meaning, the durability of a hydraulic drive [1, 6, 7, 8, 13, 19, 20, 23, 24]. On the basis of data available in the scientific-technical literature on the wear processes of precise pairs and hydraulic precise pairs, it can be concluded that the dominating wear process is wear due to oxidation [1, 3, 4, 5, 11, 13, 14, 21]. The fact that the wear due to oxidation is dominating during operation of a hydraulic precise pair, guarantees low wear intensity of cooperating pair surfaces [1, 4, 5, 13, 14]. Wear due to oxidation is conditioned mainly on maintaining during operation the load (pressure and sliding velocity) of hydraulic precise pair's elements below the critical value (fig. 1) [21]. Fig. 1 presents the relation the wear and the friction coefficient and the slide velocity for the matching of a hydraulic pair made from

12HN3A (HRC = 60) steel and the EI-928 (HRC =60) steel) in an environment of ASF-41 hydraulic oil, at a temperature of 293 K and loads of $P_{axis} = 100\text{ N}, 600\text{ N}, 1400\text{ N}$. Under overcritical values of the slide velocity, there is a stepwise and rapid quantitative change of the friction coefficient between the surfaces of the hydraulic pair's elements (fig. 1b). After reaching the critical slide velocity the adhesive seizing process is initiated and tacking processes of metal surfaces of the hydraulic pair start to dominate on friction surfaces [10, 12, 18, 21]. Though knowledge about wear mechanisms has significantly developed, we still lack a general image of the impact process under specific conditions of cooperation between elements of a precise pair.

When studying the damageability of correlated metal surfaces in conditions of contact-vibration displacement, usually all attention was paid to the development of fretting-corrosion, i.e., to abrasive-oxidizing processes and not tacking [3, 4, 10, 11, 14]. It is explained by the fact that during vibration friction and an oxidized contact zone, damages are created in the form of pitting, filled with damage prod-

(*) Tekst artykułu w polskiej wersji językowej dostępny w elektronicznym wydaniu kwartalnika na stronie www.ein.org.pl

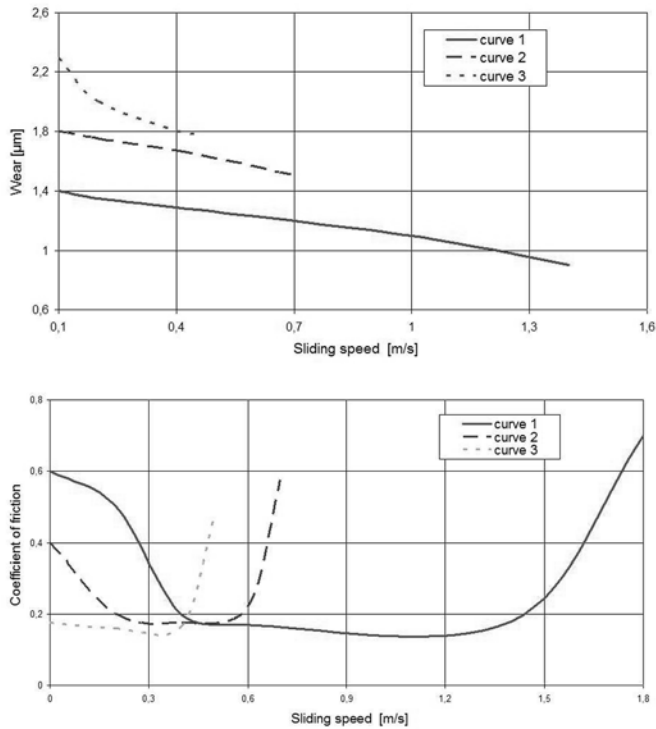


Fig. 1. The dependency of wear (a) and the friction coefficient (b) from the slide velocity of a hydraulic pair made of 12HN3A steel and EI-928 steel [21] 1-load $P_{axis} = 100\text{ N}$, 2- load $P_{axis} = 600\text{ N}$, 3- load $P_{axis} = 1400\text{ N}$

ucts, containing mainly of powdered oxides of metals in contact [4, 14, 18]. To develop such a process, relative displacements of touching sections of correlated surfaces, measuring a part of a micrometer. There is a view that in the initial stage of the fretting-corrosion process, there is tacking in micro-section of the surface contact area. Tacking is stopped as the correlated surfaces' wear products accumulate in the contact area [1, 13, 15]. The mentioned papers do not discuss the influence of the ratio of contact surface dimensions and the displacement size of a hydraulic pair's elements, as well as the periodicity of contact breach, on the creation and development of tacking during vibratory slide. That is why the results of such studies, cannot be used to explain causes and regularities of adhesive seizing (tacking) occurrence in hydraulic precise pairs, taking over contact-vibration loads. The distinguishing properties of tacking conditions in hydraulic precise pairs during vibratory slide are the small sizes of relative displacements of correlated surfaces and the load dynamics due to constant changes of the slide velocity.

Identification of factors causing adhesive seizing (tacking) in precise pairs of hydraulic control devices and the model of that phenomenon will allow to carry out both, quantitative and qualitative impact of vibration and load parameters on the occurrence of adhesive seizing (tacking) in slider pairs of hydraulic control devices.

2. Subject and objective of study

The data from the operation of aircraft show that a significant amount of damages to the aviation hydraulic drives was caused by adhesive seizing (tacking) of slider pairs of hydraulic control devices [21, 23, 24]. Slider pairs of hydraulic control devices (fig. 2) comprise of perceive and control elements, automatically limiting or changing, acc. to the set pressure, its drop (pressure difference) in connected volumes (surfaces) or the output of the operating fluid. Slider pairs of hydraulic control devices, acc. to the kinetics criterion of their movement and load conditions are characterised by the following features [21]:

- the slider transfers two-sided changeable axial load caused by the operating fluid's pressure and the spring,
- the slider performs a constant reciprocating movement in relation to the cylinder, due to changes of the operating fluid's pressure and the return movement of the spring,
- relative slide velocity of the slider in relation to the cylinder and its acceleration depend on the value of the operating fluid's output reaching the hydraulic pair, the spring's stiffness and the slider mass,
- the slider is tilted under the impact of ever-present eccentricity of the resultants of the operating fluid's forces and spring applied to the slider
- The slider vibrates in the axial direction, as a result of pulsation from the operating fluid's pressure.

Therefore, slider pairs of hydraulic control devices operate only in sliding conditions, under contact-vibration load, taking over only axial loads.

The cylindrical slider is usually tilted under the impact of ever-present eccentricity of the resultants of the operating fluid's forces and spring applied to the slider. Moreover, tilting or one-sided radial pressing of the slider to the bushing is caused by the radial force created as a result of loss of stability of the slider hydraulic pair's spring. As a result of the tilting of the slider in the bushing, the operating fluid's force and the axial component of the spring force create a pair. The size of the torque depends on the size of the backlash in the slider pair and the backlash between the slider head and the spring.

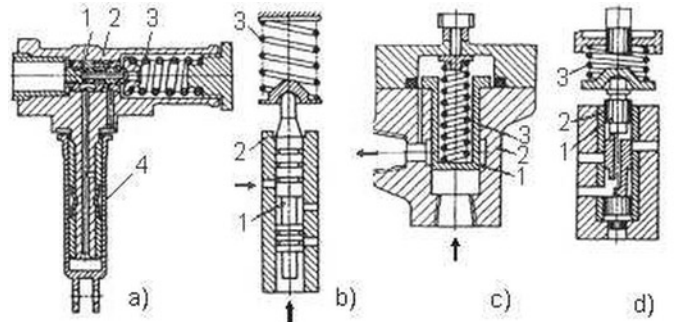


Fig. 2. Diagrams of control slider pairs: proportional valve (a), constant pressure valve (b), pressure relief valve (c) and pressure increase limiter (d) 1-Slider; 2-bushing (body); 3-spring; 4-performance controller body

In the operation process, the elements of hydraulic slider pairs of control devices, constantly or periodically, as a result of the changing pressure of the operating fluid, perform relative reciprocating movements at different frequency and amplitude [2, 6, 7, 8, 9, 17, 19, 20]. At the same time, the movement frequency and amplitude depend on the character of the pressure change (pulsation) of the operating fluid and change, depending on the operating range of the control unit. The slider movement amplitude depends on the size of the operating flu-

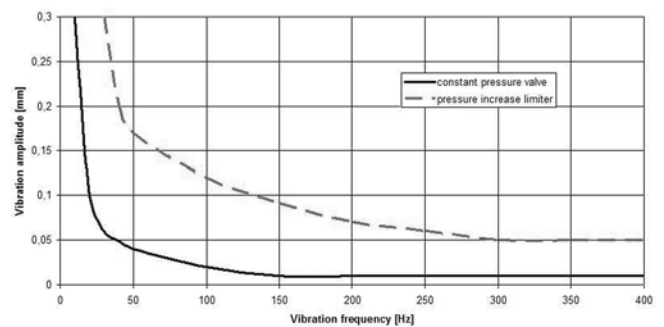


Fig. 3. Range of vibration parameters, with corresponding operating conditions of control slider pairs

id's pressure change and the spring stiffness [2, 9, 11]. In the case of the pressure pulsation frequency and the own frequency of the slider with the spring overlapping, resonant vibrations may occur [19, 20]. In certain operating ranges, the slider of a control device may have a complex character of vibratory displacements. Experimental testing showed that the size of the slider's displacement amplitude changes depending on the frequency [20, 22]. Along with the increase of displacement frequency from 30 Hz to 500 Hz, the amplitude increases accordingly, from 0.3 mm to 0.005 mm (fig. 3) [21].

The aim of the study is to present and discuss the factors which cause adhesive seizing (tacking) in precise pairs of hydraulic control devices and to present a model of this phenomenon. The model should enable quantitative and qualitative analysis of the impact of vibration and load parameters on the occurrence of adhesive seizing (tacking) in precise hydraulic pairs.

3. Adhesive seizing in slider pairs of hydraulic control devices under contact-vibration load

By adhesive seizing in hydraulic slider pairs of control devices we will understand a self-fading tacking process, occurring on separate, local, quasi-stationary points of contacts of elements of a working pair in conditions of a vibratory slide, without a temperature increase in the top-layer of metal [14, 21].

Tests of slider pairs of hydraulic control devices showed that their adhesive seizing (tacking) is facilitated by: tilting of a cylindrical slider of a hydraulic pair under the influence of the ever-present eccentricity of the resultants of the operating fluid's forces and spring applied to the slider, as well as constant or periodic relative reciprocating movements of the pair's elements at different frequency and amplitude [13, 19, 21, 22]. The distinguishing properties of adhesive seizing in slider pairs of hydraulic control devices at contact-vibration load are the small sizes of relative displacements of correlated surfaces of the slider pair, the size of the slide velocity and the formation speed of metal oxide layers on cooperating surfaces of the hydraulic pair, as well as the speed of their abrasion.

In order to determine the most favourable vibration ranges, in terms of adhesive seizing (tacking) occurring on cooperating surfaces of a slider pair, experiments were conducted on a vibration stand, which imitates the vibratory movement character of the pair's elements, under the influence of the operating fluid's pressure pulsation. The diagram of the stand is presented in fig. 4.

A precise pair is fastened to a device, which allows to carry out slider movements due to vibrations of the vibration plate. ASF-41 hydraulic oil is inserted in the slider pair surface. An immobile hydraulic pair slider (7 fig. 4) is inserted freely into a bushing (6) of the central opening in the device's body (8). Elastic ring (4) keeps the bushing in the axial direction. At the same time, it is the perceive element when measuring the friction force in a hydraulic pair. With its central part, the ring (4) is put on the bushing head (6) and pressed along the perimeter by the valve body flange (1) to the body of the device. The necks connecting the central and external part of the ring (4) have stuck tensometric sensors (9), which react to deformations of the necks, when the bushing tends to move upwards. Because a bushing can move in the axial direction only under the action of the slider's friction force, the sensor in the testing process register the friction in the hydraulic pair. Longitudinal vibratory displacements are transferred to the slider (7) through a stem (10), fastened on the vibration plate (11) of the stand. An operating spring of the control elements acts on the slider from the top, through a locking plate, with a spherical contact surface. Depending on the needs (requirements), the spring compression degree (effect of loss of stability affecting the spring's slider) may be changed in the course of the test process.

The slider pair of a pressure controller tests were carried out on the above mentioned vibration stand. Average test length was 15 min.

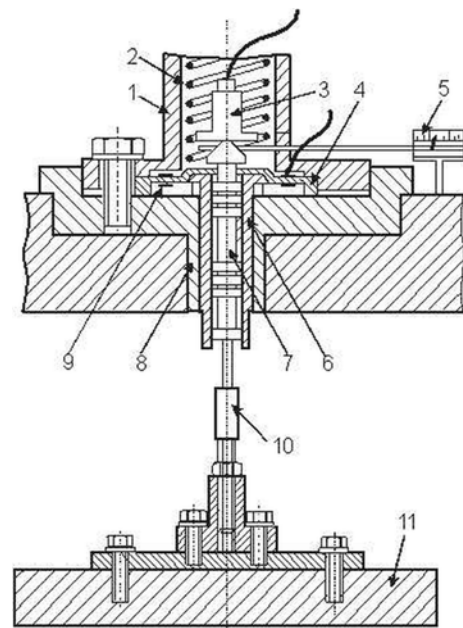


Fig. 4. Diagram of a stand imitating the vibratory displacement character of the slider hydraulic pair's elements under the influence of the operating fluid's pressure pulsation 1) valve body, 2) spring, 3) vibration sensor, 4) elastic ring, 5) force sensor, 6) hydraulic pair bushing, 7) hydraulic pair slider, 8) device body, 9) tensometric sensor, 10) stem of the vibration plate with a vibration sensor, 11) plate of the vibration device

The slider of the controller was axially pressed with the force of a pressure spring with values 50 – 100N and laterally, with a force of 25 – 50N. The results of experimental tests of a control device's slider pair on a vibration stand in an ASF-41 oil environment, are presented in table 1.

On the basis of experiments, it was found that the most favourable, in terms of tacking occurring, is the vibration scope in the amplitude range of 0.005 – 0.1mm. In this amplitude range, during the tests, slider pair's surface tacking was stably imaged. At amplitudes below 0.005mm, damages caused by tacking, in many cases were poorly exposed, usually due to their small size. Marks on slider surfaces, appearing at amplitudes greater than 0.1mm, in most cases were characteristic for intensive oxidation wear of metal surfaces. It was also agreed that radial load of sliders, necessary for tacking elements of a slider pair, increases with the increase of the amplitude. At an amplitude of 0.01mm, loads applied to the slider during tacking are, on average, 30N, while at an amplitude of 0.05mm are within a range of 40 – 50 N.

Simultaneously to the sliding of a slider hydraulic pair's elements being in contact, the abrasion and formation processes of metal oxides happen at the same time. At a defined relation between the intensity of load processes and abrasion/restoration of metal oxides on cooperating surfaces of a slider pair, it is possible to create clear surfaces without a layer of metal oxides (clear surfaces) Formation of clear surfaces is only possible with a defined correlation of damage and restoration velocities of oxides and oil membranes absorbed on the surface. When the formation speed of metal oxides layers on cooperating surface of a hydraulic pair is greater than the speed of abrasion from the surface, wear by oxidation occurs; when the formation speed of metal oxides layers on cooperating surface of a hydraulic pair is smaller than the speed of abrasion from the surface, the adhesive seizing (tacking) process begins. The size of surfaces without metal oxides (clear surfaces) depends on the degree of delay of the process of oxide formation (oxidation reaction), i.e., from the time of abrasion of the metal oxide layer until they are recreated on the clear surfaces (increase of the metal oxide layer) [9, 16, 18].

Table 1. Result of experimental testing of a pressure adjuster on a station imitating the vibratory displacement character of a hydraulic pair's elements

Vibration range [mm]	Wear character
< 0.005	Tacking poorly exposed, (small dimensions).
0.005 – 0.1	Stable representation of the tacking of the slider pair's surface. At an amplitude of 0.01 mm - tacking at a load of approx. 30N. At an amplitude of 0.05mm - tacking at a load of approx. 40-50N.
> 0.1	Marks characteristic for intensive oxidation wear of metal surfaces.

From a theoretical point of view, the increase of loads (pressure) at a point of contact should decrease the resistance of a slider hydraulic pair against the occurrence of adhesive seizing (tacking), because the increase of a load, increases the intensity of metal oxide abrasion [1, 4, 5, 15, 16, 18]. Together with the increase of pressure, the metal is activated, which significantly impact the increase of the thickness of formed metal oxides and protective membranes. However, the occurrence of tacking of cooperating surfaces does not so much depend on the thickness as on the surface occupied by metal oxides and protective membranes (surface-active substances) [15, 16, 18]. Increasing the sliding speed, undoubtedly intensifies both, the seizing process, as well as the process of metal oxides' restoration. The slide speed value depends on the size of the displacement amplitude and vibration frequency. However, increasing the slide speed at the cost of the displacement amplitude rising is limited. This limit is defined by the relation of the vibration displacement amplitude to the point of contact area in the direction of relative displacements. Virtually, adhesive seizing (tacking) in a slider hydraulic pair with vibratory slide, shall not occur, if the ratio of the displacement amplitude and the size of the point of contact of the contact surface in the movement direction is not greater than one [14, 15, 16].

4. Modelling the process, which causes adhesive seizing (tacking) in a slider hydraulic pair under contact-vibration load

When describing processes causing adhesive seizing (tacking) on the local point of contact of elements of a slider hydraulic pair with vibratory slide, one needs to consider the delay of the process of forming metal oxides on the uncovered metal surfaces (clear surfaces). The mentioned delay results from the fact that the oxidation process undergoes over time, regardless of the formation speed of metal oxides on clear surfaces. The oxidation process depends on the ability of penetration of the active oxygen contained in the operating fluid to the uncovered metal areas of surfaces of hydraulic pair elements (clear surfaces) [4, 5, 15, 16, 18]. As a result, the model of the process, which causes adhesive seizing (tacking) in a slider hydraulic pair under contact-vibration load, should contain the delays $t - \tau$.

The formation speed of metal oxides on the friction surface depends on the slide velocity and the size of the surface where they can be formed, i.e., a clear surface, and not from the size of the normal load (pressure) on the friction contact point. Thickness of the forming metal oxides does not impact the protective properties of the friction surface, i.e., any thickness the metal oxides and adsorbed membranes would have, their presence on the contact section prevents tacking. Therefore, the occurrence of adhesive seizing (tacking) depends on the contact area occupied by metal oxides and not on its thickness. Starting with the above findings, a model of the process, which causes adhesive seizing in a slider hydraulic pair under contact-vibration load, can be presented in the form of a diagram, shown in fig. 5.

The discussed model of the process, which causes adhesive se-

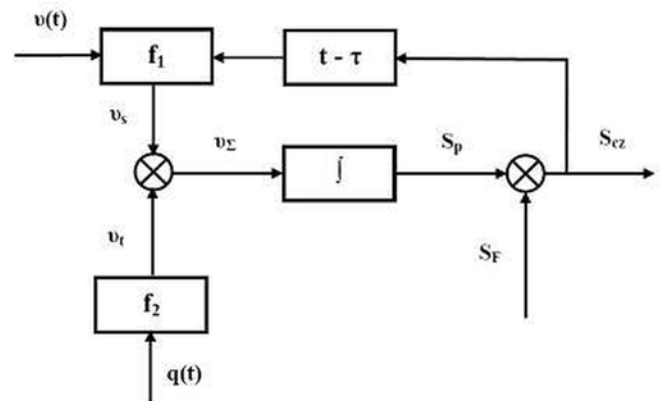


Fig. 5. Diagram of a model of the process, which causes adhesive seizing (tacking) in a slider hydraulic pair under contact-vibration load f_1 - function expressing the dependence of the speed of formation of metal oxides and adsorbed membranes from a relevant parameter, f_2 - function expressing the dependence of the seizing speed of metal oxides and adsorbed membranes from a relevant parameter, S_F - surface of the actual contact of hydraulic pair's elements, practically not changing until adhesion (tacking) occurs, S_p - contact surface coated with metal oxides, S_{cz} - clear surface (no metal oxides on the friction surface), v_t - metal oxide seizing speed (decrease of the surface they occupy over a unit of time), v_s - metal oxide formation speed (increase of the surface they occupy over a unit of time), $q(t)$ - load parameter, defined with normal load (pressure) values in the contact point of correlated pair surfaces and slide velocity, $v(t)$ - relative slide velocity of correlated surfaces, τ - time between a clear surface appears and a metal oxide layer forms on these surfaces.

izing (tacking) in a slider hydraulic pair under its contact-vibration load, corresponds to the dependencies:

$$\frac{dS_p}{dt} = v_s(t) - v_t(t) = v_\Sigma(t), \quad (1)$$

$$v_s(t) = f_1[v(t), S_{cz}(t - \tau)], \quad (2)$$

$$v_t(t) = f_2[q(t)] \quad S_{cz}(t) = S_F - S_p(t). \quad (3)$$

The speed of formation of metal oxides on the friction surface is proportional to the slide velocity and the clear surface (no oxides). The formation speed of metal oxides on the friction surface may be written in the form:

$$v_s(t) = kv(t)S_{cz}(t - \tau), \quad (4)$$

where: k - coefficient characterising the formation intensity of metal oxides on a clear surface (no oxides)

Taking into consideration the independence of impact of normal pressure in a contact point of correlated surfaces $p(t)$ and the relative slide velocity of correlated surfaces $v(t)$, the speed of destruction of metal oxides on the friction surface can be described with a relation:

$$v_t[q(t)] = a_1 v(t) + a_2 p(t), \quad (5)$$

where: a_1, a_2 - coefficients characterizing the strength properties of metal oxides,
 $p(t)$ - pressure at the contact point of correlated pair surfaces.

Kinetics of seizing off surfaces of hydraulic pair elements and restoration of metal oxides on a clear surface can be described by a differential equation:

$$\frac{dS_p}{dt} + k \cdot v(t) \cdot S_p(t - \tau) = v(t)(k \cdot S_F - a_1) - a_2 p(t). \quad (6)$$

Expression (6) presents a linear differential equation with a lagging argument. The expression (6) may be written in the general form:

$$\frac{dS_p}{dt} + \Psi(t) S_p(t - \tau) = Q(t), \quad (7)$$

where: $\Psi(t) = k \cdot v(t)$ and $Q(t) = v(t)(k \cdot S_F - a_1) - a_2 p(t)$.

Equation solution (7) has the form:

$$S_p = \left[\int Q(t) e^{\int \Psi(t) dt} dt + C \right] \exp^{-\int \Psi(t) dt}. \quad (8)$$

The expression analysis (6), shows that:

- 1) Occurrence of adhesive seizing (tacking) is possible at any impact level of normal pressure in a contact point of correlated surfaces p , if the velocity of a relative slide of correlated surfaces $v > 0$. However, in actual conditions, it is necessary to consider limiting the normal pressure at point of contact $p > p_{min}$, where p_{min} is the minimum load (pressure);
- 2) the time before adhesive seizing (tacking) occurs depends mainly on constants containing the seizing and restoration speeds of metal oxides on a clear surface;
- 1) in order to solve the differential equation defining the seizing period and the restoration of metal oxides in a seizing point of contact, we need to determine the value of coefficients k, a_1, a_2 . These coefficients characterise the intensity of restoration and seizing resistance of metal oxides, as well as the time of emergence of a clear surface and the restoration of a metal oxide layer on this surface. The values of coefficients k, a_1, a_2 can be approximately estimated on the basis of experiments.

Solving a differential equation (6) will allow to determine an order of limit values of the vibration and pressure parameters at the contact point of cooperating surfaces, causing adhesive seizing (tacking) in slider hydraulic pairs.

In the case where we assume (this condition has the greatest practical meaning) that $p = \text{const}$ and

time $\tau = \text{const}$ and that the process of seizing and creating metal oxides undergoes at variable load, i.e., $v(t) = v_A \sin \omega t$, where v_A is the sliding speed for a given vibration amplitude, we can separate two stages of the process in question. First stage when $0 < t \leq \tau$, while the second stage $t > \tau$.

For the first stage, i.e., $0 < t \leq \tau$, the equation (6) can be written:

$$\frac{dS_p}{dt} = (k S_{cz}(0) - a_1) \cdot v_A |\sin \omega t| - a_2 p. \quad (9)$$

When $\Psi(t) = k \cdot v(t) = 0$ equation (9) takes the form:

$$\begin{aligned} S_p &= C - [k S_{cz}(0) - a_1] v_A \int |\sin \omega t| dt - a_2 p \int dt = \\ &= C - [k S_{cz}(0) - a_1] \frac{v_A}{\omega} [\cos \omega t] - a_2 p t \end{aligned} \quad (10)$$

where: $C = S_F - S_{cz}(0) + \frac{v_A}{\omega} [k S_{cz}(0) - a_1]$,

$$A(\omega t) = \begin{cases} 2|\cos \omega t|, & \text{gdz } \frac{n\pi}{\omega} < t < \frac{2n+1}{2} \frac{\pi}{\omega}, \quad n = 0, 1, 2, \dots \\ 0, & \text{dla innych } t. \end{cases}$$

A change of the contact surface coated with metal oxides, in the first stage, i.e., $0 < t \leq \tau$ can be ultimately expressed in the form of:

$$S_p = S_F - S_{cz}(0) + \frac{v_A}{\omega} [k S_{cz}(0) - a_1] \{1 - [|\cos \omega t| - A(\omega t)]\} - a_2 p t, \quad (11)$$

while: $1 - [|\cos \omega t| - A(\omega t)] \geq 0$.

The expression (11) indicates that in the first stage, when $0 < t \leq \tau$, the surface coated with metal oxides decreases, while the surface without metal oxides increases, while the speed of decreasing of the surface coated with metal oxides, depends on normal pressure at the contact point of correlated surfaces. The decrease of the surface coated with metal oxides is of oscillating character. The oscillation magnitude depends on the change of the slide velocity of correlated surfaces.

For the second stage, i.e., $t > \tau$, the equation (6) can be written:

$$\frac{dS_p}{dt} + k \cdot v_A |\sin \omega t| \cdot S_p(t - \tau) = v_A |\sin \omega t| (k \cdot S_F - a_1) - a_2 p(t). \quad (12)$$

Equation solution (12) has the form:

$$\begin{aligned} S_p &= S_F - \frac{a_1}{k} - a_2 p e^{\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau)] - A(\omega(t-\tau))} \int e^{-\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau)] - A(\omega(t-\tau))} d(t-\tau) + C e^{\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau)] - A(\omega(t-\tau))} = \\ &= S_F - \frac{a_1}{k} - \left[a_2 p \int e^{-\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau)] - A(\omega(t-\tau))} d(t-\tau) - C \right] e^{\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau)] - A(\omega(t-\tau))} \end{aligned}$$

Ultimately, the solution of the equation (12) takes the form:

$$S_p = S_F - \frac{a_1}{k} - [a_2 p B - C] e^{\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau) - A(\omega(t-\tau))]}, \quad (13)$$

where: $B = \int e^{-\frac{k v_A}{\omega} [\cos \omega(t-\tau) - A(\omega(t-\tau))]} d(t-\tau)$.

$$a_1 v_1 + a_2 p_{fr} = k v_1 S_{cz}. \quad (17)$$

From the relation (17), we determine the k coefficient, in the form of:

$$k = \frac{a_1 v_1 + a_2 p_{fr}}{v_1 S_{cz}}. \quad (18)$$

5. Analytical estimation of the model's a_1, a_2, k coefficients

In order to solve the differential equation defining the seizing period and the restoration of metal oxides in a friction point of contact (6), we need to determine the value of coefficients a_1, a_2, k .

The volume of metal oxides abraded from the surface of a slide hydraulic pair's element, at pre-set load parameters, can be expressed in the form $V = h \cdot S$, where h is the average thickness of the oxide layers and S is the surface of the correlated contact area.

Assuming that the dependency between the speed of removal of metal oxides from the speed of mutual movement of elements of the hydraulic pair and the contact pressure is linear, we can write that:

$$d\dot{S} = \frac{\partial \dot{S}}{\partial v} dv + \frac{\partial \dot{S}}{\partial p} dp, \quad (14)$$

where: $\frac{\partial \dot{S}}{\partial v} = a_1$ is a coefficient expressing the intensity of removing metal oxides off the surface of a hydraulic pair's element, from the slide velocity,

$\frac{\partial \dot{S}}{\partial p} = a_2$ is a coefficient expressing the intensity of removing metal oxides off the surface of a hydraulic pair's element, from the magnitude of the contact pressure.

The volume of metal oxides abraded from the surface of a slider hydraulic pair's element, under pre-set load parameters, can be presented in the form:

$$d\dot{V} = h \frac{\partial \dot{V}}{\partial v} dv + h \frac{\partial \dot{V}}{\partial p} dp \quad \text{or} \quad d\dot{V} = h a_1 dv + h a_2 dp. \quad (15)$$

From the relation (15), we can determine the coefficients a_1 and a_2 :

$$\begin{cases} a_1 = \frac{1}{h} \frac{\partial \dot{V}}{\partial v} - a_2 \frac{\partial p}{\partial v} = \frac{1}{h} \frac{\dot{V}_2 - \dot{V}_1}{v_2 - v_1} - a_2 \frac{p_2 - p_1}{v_2 - v_1}; \\ a_2 = \frac{1}{h} \frac{\partial \dot{V}}{\partial p} - a_1 \frac{\partial v}{\partial p} = \frac{1}{h} \frac{\dot{V}_2 - \dot{V}_1}{p_2 - p_1} - a_1 \frac{v_2 - v_1}{p_2 - p_1}. \end{cases} \quad (16)$$

The k coefficient, expressing the dependency of the metal oxide forming speed (increase of the occupied surface over a unit of time) from the slide velocity (assuming that $v_t = v_s$) can be determined from the relation:

Contact pressure in a slider hydraulic pair, at pre-set load parameters has the form of $p = \frac{P}{S}$, where P is the load and S the contact surface. Starting from the above relation, contact pressure can be presented in the form:

$$p_{fr} = \frac{1}{S_2 - S_1} \int_{S_1}^{S_2} \frac{P}{S} dS = \frac{P}{S_2 - S_1} \ln \frac{S_2}{S_1}, \quad (19)$$

where: S_1 and S_2 are initial and end contract surface of hydraulic pair's elements.

The volume of metal oxides abraded from the surface of a slider hydraulic pair's element, at pre-set load parameters has the form of $V_c = V_{c2} - V_{c1}$, where V_{c1} and V_{c2} is the volume of metal oxides before and after load. Therefore, the volume of metal oxides abraded off a cylindrical surface of a slider hydraulic pair, under pre-set load parameters, has the form:

$$V_c = \frac{\pi}{192} \frac{d^4}{R^2} \left(3R - \frac{d^2}{8R} \right), \quad (20)$$

where: d is the wear area diameter, while R , the replacement radius.

An example for this may be the estimation of coefficients a_1, a_2, k for the pressure increase limiter, in which the elements of a slider hydraulic pair are made from chrome steel HWG, with a hardness of HRC=58. The pressure increase limiter has the following geometric data: replacement radius $R = 6$ mm, pitch $l_A = 0.3$ mm.

Estimation example of the a_2 coefficient

For the frequency of $f = 60$ Hz, the slider moving velocity is $v = 4 \cdot l_A \cdot f = 4 \cdot 0,3 \cdot 60 = 72 \text{ mm/s}$. The tests on a station imitating the vibratory movement character of elements of the slider hydraulic pair, under operation from the pulsation of the operating fluid's pressure for $P_1 = 14,7$ N and $f = 60$ Hz over $t = 30$ min, gave the following results:

$$d_1 = 0.14 \text{ mm}, \quad h_1 = 0.41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c1} = 3.3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 = 0.25 \text{ mm}, \quad h_2 = 1.32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c1} = 31.8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

and for $P_2 = 98.1$ N

$$d_1 = 0.25 \text{ mm}, \quad h_1 = 1.32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c1} = 31.8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 = 0.41 \text{ mm}, \quad h_2 = 3.79 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c1} = 256 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

Volume of metal oxides abraded from the surface of a slider hydraulic pair element for $P_1 = 14.7$ N and $P_2 = 98.1$ N is:

$$V_R = V_{c2} - V_{c1} = (31,8 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 28,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$V_{P_2} = V_{c_2} - V_{c_1} = (256 - 31,8) \cdot 10^{-6} = 224 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

$$V_{v_2} = V_{c_2} - V_{c_1} = (31,8 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 28,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Wear speed of the volume of V_{P_1} and V_{P_2} for $P_1 = 14.7$ N and $P_2 = 98.1$ N is:

$$v_{P_1} = \frac{V_{P_1}}{t} = \frac{28,5 \cdot 10^{-6}}{1800} = 1,6 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}},$$

$$v_{P_2} = \frac{V_{P_2}}{t} = \frac{224 \cdot 10^{-6}}{1800} = 124 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}.$$

The initial and end contact area of the hydraulic pair's elements for $P_1 = 14.7$ N and $P_2 = 98.1$ N are:

$$S_{1P_1} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} = 0,015 \text{ mm}^2; S_{2P_1} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ mm}^2;$$

$$S_{1P_2} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,26^2}{4} = 0,053 \text{ mm}^2; S_{2P_2} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,41^2}{4} = 0,132 \text{ mm}^2;$$

Average contact pressure for $P_1 = 14.7$ N and $P_2 = 98.1$ N is:

$$p_{f1} = \frac{P_1}{S_{2P_1} - S_{1P_1}} \ln \frac{S_{2P_1}}{S_{1P_1}} = \frac{14,7}{0,049 - 0,015} \ln \frac{0,049}{0,015} = 512 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$p_{f2} = \frac{P_2}{S_{2P_2} - S_{1P_2}} \ln \frac{S_{2P_2}}{S_{1P_2}} = \frac{98,1}{0,132 - 0,053} \ln \frac{0,132}{0,053} = 1133 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

The a_2 coefficient is:

$$a_2 = \frac{1}{h} \frac{v_{P_2} - v_{P_1}}{p_{f2} - p_{f1}} = \frac{1}{25 \cdot 10^{-6}} \frac{(124 - 1,6) \cdot 10^{-9}}{1133 - 512} = 0,19 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}^4}{\text{N} \cdot \text{s}}.$$

Estimation example of the a_1 coefficient

For the frequency $f_1 = 20$ Hz $v_1 = 4 \cdot l_A \cdot f_1 = 4 \cdot 0,3 \cdot 20 = 24 \text{ mm/s}$ and for the frequency $f_2 = 60$ Hz $v_2 = 4 \cdot l_A \cdot f_2 = 4 \cdot 0,3 \cdot 60 = 72 \text{ mm/s}$. From the studies for $P_1 = 14.7$ N and $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ the following was obtained:

$$d_1 = 0.14 \text{ mm}, h_1 = 0.41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, V_{c1} = 3.3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 = 0.18 \text{ mm}, h_2 = 0.83 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, V_{c1} = 12.9 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

From the studies for $P_1 = 14.7$ N and $v_2 = 72 \text{ mm/s}$ the following was obtained:

$$d_1 = 0.14 \text{ mm}, h_1 = 0.41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, V_{c1} = 3.3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 = 0.25 \text{ mm}, h_2 = 1.32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, V_{c1} = 31.8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Volume of metal oxides abraded from the surface of a slider hydraulic pair element for $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ and $v_2 = 72$ is:

$$V_{v_1} = V_{c_2} - V_{c_1} = (12,9 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

Wear speed of the volume of V_{v_1} and V_{v_2} for $P_1 = 14.7$ N is:

$$v_{v_1} = \frac{V_{v_1}}{t} = \frac{9,6 \cdot 10^{-6}}{1800} = 5,3 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}, v_{v_2} = \frac{V_{v_2}}{t} = \frac{28,5 \cdot 10^{-6}}{1800} = 15,8 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}.$$

The initial and end contact area of the hydraulic pair's elements for $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ and $v_2 = 72$ are:

$$S_1 = \frac{\pi(d_2 - d_1)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,18 - 0,14)^2}{4} = 0,016 \text{ mm}^2;$$

$$S_{2v_1} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} = 0,025 \text{ mm}^2;$$

$$S_{2v_2} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ mm}^2$$

Average contact pressure for $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ and $v_2 = 72$ is:

$$p_{f1} = \frac{P_1}{S_{2v_1} - S_1} \ln \frac{S_{2v_1}}{S_1} = \frac{14,7}{0,025 - 0,016} \ln \frac{0,025}{0,016} = 729 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$p_{f2} = \frac{P_1}{S_{2v_2} - S_1} \ln \frac{S_{2v_2}}{S_1} = \frac{14,7}{0,049 - 0,016} \ln \frac{0,049}{0,016} = 498 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

The a_1 coefficient is:

$$a_1 = \frac{1}{v_2 - v_1} \left[\frac{v_{v_2} - v_{v_1}}{h} - a_2 (p_{f1} - p_{f2}) \right] = \\ = \frac{1}{72 - 24} \left[\frac{(15,8 - 5,3) \cdot 10^{-9}}{30 \cdot 10^{-6}} - 0,24 \cdot 10^{-3} (498 - 729) \right] = 12,7 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

Estimation example of the k coefficient

The k coefficient is determined from the relation (18). It needs to be assumed that the clear surface (no metal oxides on the friction surface) S_{cz} is 30% of the surface of actual contact of hydraulic pair elements S_F i.e. $S_{cz} = 0.3 S_F$ [14, 16]. The surfaces of actual contact of elements of the hydraulic pair S_F are determined from the relation [13]:

$$S_F = \pi \left(\frac{3}{4} \kappa R P \right)^{\frac{2}{3}}$$

where: $\kappa = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$ and E_1, E_2, ν_1, ν_2 are material and Poisson coefficients. For chrome steel HWG $\kappa = 0,858 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N}$.

For chrome steel HWG at $R = 6 \text{ mm}$ $S_F = \pi \left(\frac{3}{4} \cdot 0,858 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 98,1 \right)^{\frac{2}{3}} = 0 \text{ mm}^2$.

Clear surface (no metal oxides on friction surface) $S_{cz} = 0,3 S_F = 0,3 \cdot 0,055 = 0,0165 \text{ mm}^2$.

Coefficient $k = \frac{a_1 v_1 + a_2 p_{fr}}{v_1 S_{cz}} = \frac{12,7 \cdot 10^{-6} \cdot 24 + 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 961}{24 \cdot 0,0165} = 0,63 \text{ mm}^{-1}$.

6. Conclusions

A prerequisite for the adhesive seizing (tacking) process in a slider pair of a hydraulic control device is its point of contact-vibration load. The main factor creating adhesive seizing (tacking) is the seizing speed, i.e., formation of clear surfaces without a metal oxide layer and the restoration of metal oxides on cooperating surfaces of the slider pair. The seizing and restoration speed of metal oxides on cooperating surfaces of the slider pair depends on the values of the vibration and pressure parameters at the point of contact of cooperating surfaces of the slider pair. Formation of clear surfaces (no metal oxides) is possible only at a defined correlation of seizing and restoration velocities of oxides and oil membranes absorbed on the surface. When the formation speed of metal oxide coatings on cooperating surfaces of the slider hydraulic pair is smaller than the speed of their seizing, the adhesive seizing (tacking) process begins.

The proposed analytic method of describing seizing and restoration of metal oxides at a friction point of contact allows to carry out both, qualitative, as well as quantitative analysis of the impact of vi-

bration and load parameters on the occurrence of adhesive seizing (tacking) in slider pairs of hydraulic control devices. In order to solve the differential equation defining the seizing period and the restoration of metal oxides in a seizing point of contact, we need to determine the value of coefficients k, a_1, a_2 . These coefficients characterise the intensity of restoration and seizing resistance of metal oxides, as well as the time of emergence of a clear surface and the restoration of a metal oxide layer on this surface. The values of coefficients k, a_1, a_2 can be approximately estimated on the basis of experiments. During the tests, you need to estimate the seizing speed of metal oxides and their restoration on clear surfaces under different values of the slide speed and load (pressure) at the friction contact point and the wear resistance of steel in conditions of limit friction. The impact of the sliding speed and the load can be estimated in the process of testing samples in conditions similar to the conditions of the formation of adhesive seizing (tacking), where there is also oxidizing wear present.

The proposed model of the process, which causes adhesive seizing in a slider hydraulic pair with its vibration load, allows to determine the order of limit values of vibrations and pressure at the point of contact of cooperating surfaces, which, when exceeded, will cause adhesive wear in this pair.

References

1. Bushan B. Introduction to Tribology. John Wiley & Sons, New York, 2002.
2. Chenxiao N, Xushe Z. Study on vibration and noise for the hydraulic system of hydraulic hoist. Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material Science. MEM 2012; 126-128, <http://dx.doi.org/10.2991/mems.2012.95>.
3. Choi S H, Jin Y S. Evaluation of stored energy in cold-rolled steels from EBSD data. Materials Science & Engineering 2004; A371: 149-159, <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2003.11.034>.
4. Eyre T S, Scott D. Wear Resistance of Metals. Academic Pres, New York, 1977.
5. Gierak A. Tribologic wear. Publishing House of the Silesian University of Technology, Gliwice, 2005.
6. Grinis L, Haslavsky V, Tzadka U. Self-excited vibration in hydraulic ball check valve. World Academy of Science Engineering and Technology 2012; 6: 1041-1046.
7. Grybaxis R. Flow caused structural vibrations. Publishing House of the Silesian University of Technology, Gliwice, 2004.
8. Harris C M, Piersol A G. Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill, New York, 2002.
9. Ijas M, Virvalo T. Damping of low frequency pressure oscillation. Tampere University of Technology, Tampere, 2007.
10. Johnson K L. Mechanics of adhesion. Tribology Int. 1998; 31: 413-418, [http://dx.doi.org/10.1016/S0301-679X\(98\)00060-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0301-679X(98)00060-7).
11. Крагельский И В, Михин Н М. О влиянии природы твердых тел на внешнее трение и о соотношении между адгезионной и объемной составляющими. Теория трения износа. Наука 1965: 30-34.
12. Лозовский В Н. Диагностика авиационных топливных и гидравлических агрегатов. Транспорт, Москва, 1979.
13. Markov D, Kelly D. Mechanism of adhesion-initiated catastrophic wear: pure sliding. Wear 2000; 239: 189-210, [http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00373-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00373-7).
14. Nosal S. Tribology. Introduction to the concepts of adhesion, wear and lubrication. Publisher Poznan University of Technology. Poznań, 2012.
15. Nosal S. Forming resistance to adhesive seizing with the use of selected models. Tribology 2015; 3: 121-135.
16. Nosal S, Wojciechowski Ł. Application of free surface energy measurements to assess resistance to adhesive seizing. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 2010; 45(1/2010): 83-90.
17. Panda L N, Kac R C. Nonlinear dynamics of a pipe conveying pulsating fluid with combination, principal parametric and internal resonances. Journal of Sound and Vibration 2008; 309: 375-406, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.05.023>.
18. Sadowski J. Metal surfaces adhesive seizing criterion. Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance 1980; 3: 247-263.
19. Stosiak M. Vibration insulation of hydraulic system control components. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2011; 11(2):112-117, [http://dx.doi.org/10.1016/s1644-9665\(12\)60186-1](http://dx.doi.org/10.1016/s1644-9665(12)60186-1).
20. Stosiak M. Identification of the impact of vibrations and the method of their mitigation at selected hydraulic valves. Publisher Wrocław University of Technology, Wrocław, 2015.
21. Ulanowicz L. Studying destructive processes in air hydraulic drives, in terms of their sustainability. Publishing House of the Air Force Institute of Technology, Warszawa, 2013.

22. Ułanowicz L. Wear processes of hydraulic plunger and barrel assemblies connected with the time of their work. *Journal of Kones* 2014; 21(4): 515-524, <http://dx.doi.org/10.5604/12314005.1130517>.
23. Zieja M, Ważny M. A model for service life control of selected device systems. *Polish Maritime Research* 2014; 21(2): 45-49, <http://dx.doi.org/10.2478/pomr-2014-0018>.
24. Zieja M, Ważny M, Stępień S. Distribution determination of time of exceeding permissible condition as used to determine lifetimes of selected aeronautical devices/systems. *Eksplatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2016; 18(1): 57-64, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.1.8>.

Leszek UŁANOWICZ

Air Force Institute of Technology

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warsaw, Poland

E-mail: leszek.ulanowicz@itwl.pl

Modelowanie procesu wywołującego zacieranie adhezyjne (szepianie) w parach precyzyjnych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych

Streszczenie

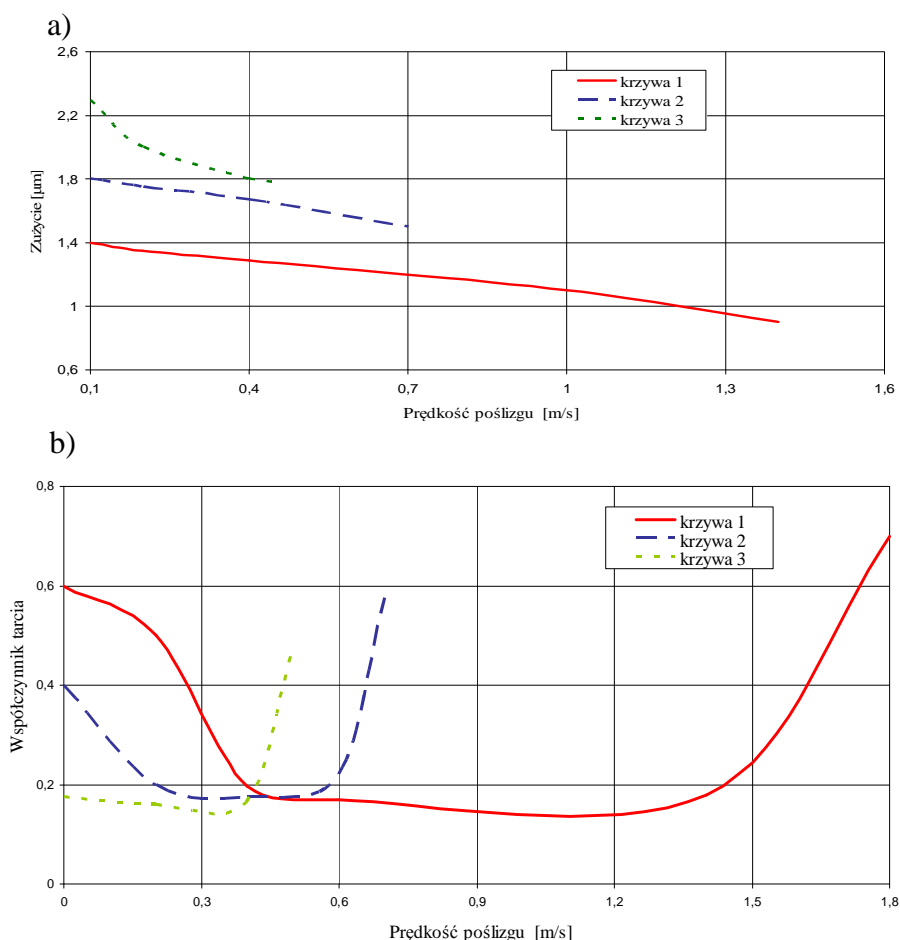
Brak pełnej wiedzy w zakresie wpływu warunków pracy par precyzyjnych zespołów hydraulicznych na charakter powstawania w nich procesów destrukcyjnych powoduje, że na etapach projektowania i wytwarzania nie uwzględnia się tych warunków. Jednym z takich mało opisanych zagadnień są czynniki wywołujące zacieranie adhezyjne (szepianie), powstające w procesie wzajemnego oddziaływania powierzchni suwakowych par hydraulicznych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym. W artykule przedstawiono ogólną charakterystykę i mechanizmy wywołujące zacieranie adhezyjne (szepianie) w hydraulicznych parach precyzyjnych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym. Zaprezentowano model opisujący proces wywołujący zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo – wibracyjnym. Model pozwala przeprowadzić zarówno jakościową, jak i ilościową analizę wpływu parametrów wibracji i obciążenia na wystąpienie zacierania adhezyjnego (szepiania) w suwakowych parach hydraulicznych urządzeń regulacyjnych. Praktyczne wykorzystanie modelu wymaga określenia wartości współczynników charakteryzujących intensywność odtwarzania i opór ścierania tlenków metalu ze współpracujących powierzchni pary hydraulicznej. Przedstawiono empiryczną metodę szacowania współczynników modelu i przykład szacowania współczynników modelu dla ogranicznika narastania ciśnienia.

Słowa kluczowe: lotnictwo, napęd hydrauliczny, hydrauliczna para precyzyjna, zacieranie adhezyjne, szepianie

1. Wstęp

Jednym z ważniejszych zadań w kompleksie działań na rzecz podnoszenia jakości użytkowej napędu hydraulicznego są badania wpływu warunków pracy hydraulicznych par precyzyjnych na proces ich zużycia, czyli trwałość napędu hydraulicznego [1,6,7,8,13,19,20,23,24]. Na podstawie danych dostępnych w literaturze naukowo-technicznej dotyczących procesów zużycia par precyzyjnych i hydraulicznych par precyzyjnych można stwierdzić, że dominującym w nich procesem zużycia powinno być zużycie wskutek utleniania [1,3,4,5,11,13,14,21]. Dominowanie podczas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej procesu zużycia wskutek utleniania gwarantuje małą intensywność zużywania się współpracujących powierzchni pary [1,4,5,13,14]. Zużycie wskutek utleniania uwarunkowane jest przede wszystkim zachowaniem podczas pracy obciążenia (nacisków i prędkości poślizgu) elementów hydraulicznej pary precyzyjnej poniżej wartości krytycznej (rys. 1) [21]. Na rys. 1 przedstawiono zależność zużycia i współczynnika tarcia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary hydraulicznej wykonanej ze stali 12HN3A (HRC = 60) i stali EI-928 (HRC = 60) w środowisku oleju hydraulicznego ASF-41 w temperaturze około 293 K i naciskach $P_{os} = 100\text{ N}, 600\text{ N}, 1400\text{ N}$. Przy nadkrytycznych wartościach prędkości poślizgu następuje skokowa i gwałtowna zmiana ilościowa współczynnika tarcia pomiędzy powierzchniami elementów pary hydraulicznej (rys. 1b). Po osiągnięciu krytycznej prędkości poślizgu zainicjowany zostaje proces zacierania adhezyjnego i na powierzchniach trących

zaczynają dominować procesy szepiania metalowych powierzchni pary hydraulicznej [10,12,18,21].



Rys. 1. Zależność zużycia (a) i współczynnika tarcia (b) od prędkości poślizgu pary hydraulicznej ze stali 12HN3A i stali EI-928 [21]

1-nacisk $P_{os} = 100$ N, 2- nacisk $P_{os} = 600$ N, 3- nacisk $P_{os} = 1400$ N

Chociaż wiedza o mechanizmach zużycia znacznie się rozwinęła, to nadal brakuje ogólnego obrazu procesu oddziaływań w określonych warunkach współpracy elementów pary precyzyjnej. Przy badaniach uszkodzalności skojarzonych powierzchni metalowych w warunkach stycznych przemieszczeń wibracyjnych zazwyczaj całą uwagę poświęcano rozwojowi fretting-korozi, tj. procesom ścierno-utleniającym, a nie szepianiu [3,4,10,11,14]. Tłumaczy się to tym, że przy tarciu wibracyjnym i utlenionej strefie kontaktu powstają uszkodzenia w postaci wżerów, wypełnionych produktami uszkodzenia, składających się głównie ze sproszkowanych tlenków trących się metali [4,14,18]. Do rozwoju takiego procesu wystarczają względne przemieszczenia stykających się odcinków skojarzonych powierzchni o wielkości części mikrometra. Istnieje pogląd, że w początkowym stadium procesu fretting-korozi powstaje szepianie w mikro odcinkach kontaktu powierzchni. Szepianie zostaje przerwane w miarę nagromadzenia w strefie kontaktu produktów zużycia skojarzonych powierzchni [1,3,15]. W przytoczonych pracach nie rozpatruje się wpływu stosunku wymiarów powierzchni stykania się i wielkości przemieszczenia elementów pary hydraulicznej, oraz okresowości naruszenia kontaktu, na powstanie i rozwój szepiania przy wibracyjnym poślizgu. Dlatego wyniki takich badań nie mogą być wykorzystane do wyjaśnienia przyczyn i prawidłowości wystąpienia zacierania adhezyjnego (szepiania)

w hydraulicznych par precyzyjnych, przejmujących obciążenia kontaktowo-wibracyjne. Wyróżniającymi właściwościami warunków szepiania w hydraulicznych parach precyzyjnych przy wibracyjnym poślizgu są małe wielkości względnych przemieszczeń skojarzonych powierzchni i dynamika obciążenia z powodu nieprzerwanej zmiany prędkości poślizgu.

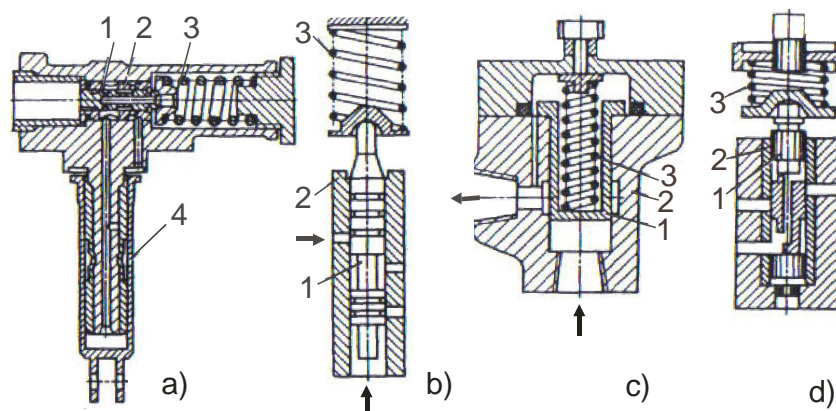
Identyfikacja czynników wywołujących zacieranie adhezyjne (szepianie) w parach precyzyjnych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych i model tego zjawiska pozwoli przeprowadzić zarówno jakościową, jak i ilościową analizę wpływu parametrów wibracji i obciążenia na wystąpienie zacieranie adhezyjnego (szepiania) w suwakowych parach hydraulicznych urządzeń regulacyjnych.

2. Przedmiot i cel pracy

Z danych pochodzących z eksploatacji statków powietrznych wynika, że znaczna ilość uszkodzeń lotniczych napędów hydraulicznych spowodowana jest zacieraniem adhezyjnym (szepianiem) par suwakowych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych [21,23,24]. Pary suwakowe hydraulicznych urządzeń regulacyjnych (rys. 2) przedstawiają sobą elementy postrzegające i regulujące, automatycznie ograniczające lub zmieniające wg zadanego programu ciśnienie, jego spadek (różnicę ciśnień) w połączonych pojemnościach (przestrzeniach), lub wydatek cieczy roboczej. Pary suwakowe hydraulicznych urządzeń regulacyjnych wg kryterium kinematyki ich ruchu i warunków obciążenia charakteryzują się następującymi cechami [21]:

- suwak przenosi dwustronne zmienne obciążenie osiowe wywołane ciśnieniem cieczy roboczej i sprężyną,
- suwak wykonuje ciągły ruch postępowo-zwrotny względem cylindra na skutek zmian ciśnienia cieczy roboczej i ruchu zwrotnego sprężyny,
- względna prędkość poślizgu suwaka w stosunku do cylindra oraz jego przyspieszenie zależne są od wartości wydatku cieczy roboczej dopływającej do pary hydraulicznej, sztywności sprężyny i masy suwaka,
- suwak ulega przekazaniu pod działaniem zawsze istniejącego mimośrodowo przykładanych do suwaka wypadkowych sił ciśnienia cieczy roboczej i sprężyny,
- suwak drga w kierunku osiowym w wyniku pulsacji ciśnienia cieczy roboczej.

Pary suwakowe hydraulicznych urządzeń regulacyjnych pracują więc w warunkach ślizgania przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym, przejmując tylko obciążenia osiowe.

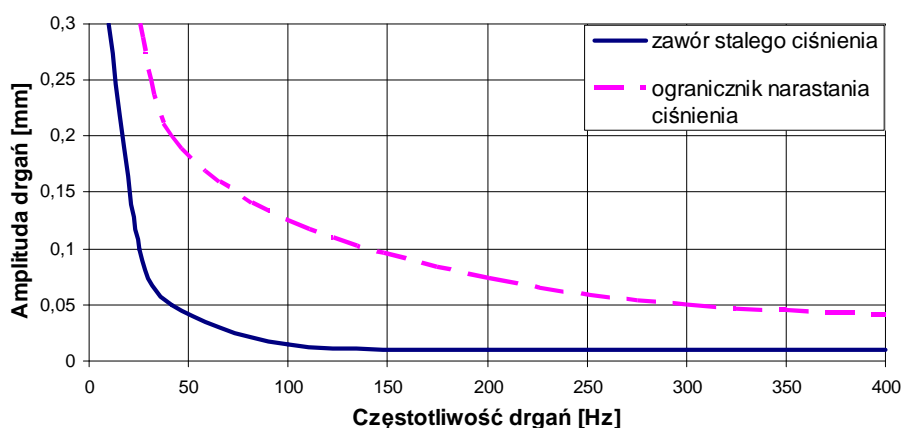


Rys. 2. Schematy regulacyjnych par suwakowych: zawór proporcjonalny (a), zawór stałego ciśnienia (b), zawór przelewowy (c) i ogranicznik narastania ciśnienia (d)

1-suwak; 2-tuleja (korpus); 3-sprężyna; 4-korpus regulatora wydajności

Cylindryczny suwak pary hydraulicznej ulega zazwyczaj przekaszaniu pod działaniem zawsze istniejącego mimośrodowo przykładanych do suwaka wypadkowych sił ciśnienia cieczy roboczej i sprężyny. Ponadto przekaszanie lub jednostronne promieniowe dociskanie suwaka do tulei spowodowane jest siłą promieniową powstającą w wyniku utraty stateczności sprężyny suwakowej pary hydraulicznej. Wskutek przekoszenia suwaka w tulei siła ciśnienia cieczy i osiowa składowa siły sprężyny tworzą parę. Wielkość momentu zależy od wielkości luzu w parze suwakowej i luzu między główką suwaka i sprężyną.

W procesie pracy elementy hydraulicznych par suwakowych urządzeń regulacyjnych w sposób ciągły lub okresowo, w wyniku zmieniającego się ciśnienia cieczy roboczej, wykonują względne przemieszczenia postępowo-zwrotne z różną częstotliwością i amplitudą [2,6,7,8,9,17,19,20]. Przy tym częstotliwość i amplituda przemieszczeń zależą od charakteru zmiany ciśnienia (pulsacji) cieczy roboczej i zmieniają się w zależności od zakresu pracy zespołu regulacyjnego. Amplituda przemieszczania suwaka zależy od wielkości zmiany ciśnienia cieczy i sztywności sprężyny [2,19,21]. W przypadku pokrycia się częstotliwości pulsacji ciśnienia i częstotliwości własnej suwaka ze sprężyną mogą powstawać drgania rezonansowe [19,20]. W określonych zakresach pracy suwak urządzenia regulacyjnego może mieć złożony charakter przemieszczeń wibracyjnych. Badania eksperymentalne wykazały, że wielkość amplitudy przemieszczenia suwaka zmienia się w zależności od częstotliwości [20,22]. W miarę zwiększania częstotliwości przemieszczeń od 30Hz do 500Hz amplituda odpowiednio zmienia się od 0,3mm do 0,005mm (rys. 3) [21].



Rys. 3. Zakres parametrów wibracji, któremu dopowiadają warunki pracy regulacyjnych par suwakowych

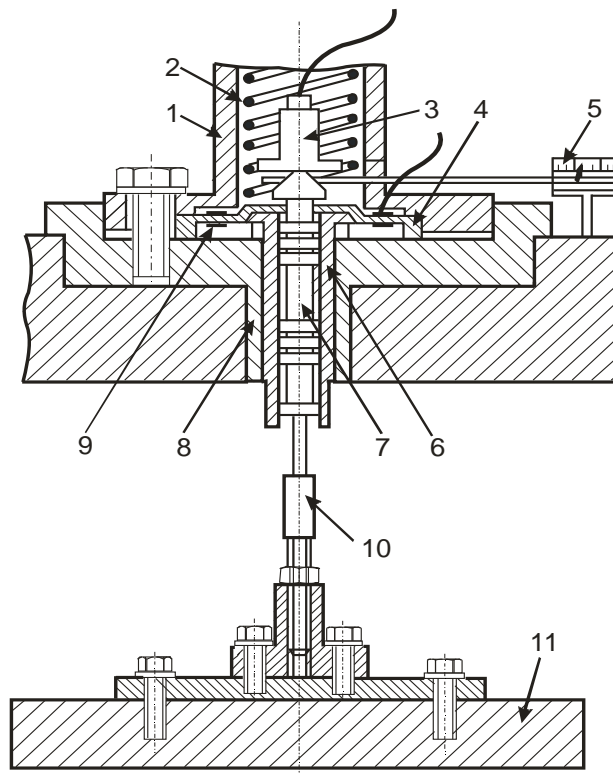
Celem pracy jest przedstawienie i omówienie czynników wywołujących zacieranie adhezyjne (szepianie) w parach precyzyjnych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych oraz przedstawienie modelu tego zjawiska. Model powinien umożliwiać jakościową i ilościową analizę wpływu parametrów wibracji i obciążenia na wystąpienie zacierania adhezyjnego (szepiania) w hydraulicznych parach precyzyjnych.

3. Zacieranie adhezyjne w hydraulicznych parach suwakowych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym

Pod pojęciem zacierania adhezyjnego w hydraulicznych parach suwakowych urządzeń regulacyjnych rozumiemy samo zanikający proces szepiania, powstający na oddzielnych, lokalnych kwasi stacjonarnych kontaktach elementów pary pracującej w warunkach poślizgu wibracyjnego, bez wzrostu temperatury w warstwie wierzchniej metalu [14,21].

Badania par suwakowych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych wykazały, że ich zacieraniu adhezyjnemu (szepianiu) sprzyjają: przekaszanie się cylindrycznego suwaka pary hydraulicznej pod działaniem zawsze istniejącego mimośrodu przykładanych do suwaka wypadkowych sił ciśnienia cieczy roboczej i sprężyny oraz ciągłe lub okresowe względne przemieszczenia postępowo-zwrotne elementów pary z różną częstotliwością i amplitudą [13,19,21,22]. Wyróżniającymi własnościami warunków wystąpienia zacierania adhezyjnego w parach suwakowych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym są małe wielkości względnych przemieszczeń skojarzonych powierzchni pary suwakowej, wielkość prędkości poślizgu oraz szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary hydraulicznej i szybkość ich ścierania.

Dla określenia najbardziej sprzyjających zakresów wibracji, z punktu widzenia wystąpienia zacierania adhezyjnego (szepiania) na współpracujących powierzchniach pary suwakowej, wykonano badania eksperymentalne na stanowisku imitującym wibracyjny charakter przemieszczania elementów pary pod działaniem pulsacji ciśnienia cieczy roboczej. Schemat stanowiska przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Schemat stanowiska imitującego wibracyjny charakter przemieszczania elementów suwakowej pary hydraulicznej pod działaniem pulsacji ciśnienia cieczy roboczej

1) korpus zaworu, 2) sprężyna, 3) czujnik wibracji, 4) pierścień sprężysty, 5) czujnik siły; 6) tuleja pary hydraulicznej, 7) suwak pary hydraulicznej, 8) korpus przyrządu, 9) czujnik tensometryczny, 10) trzon płyty wibracyjnej z czujnikiem wibracji, 11) płyta urządzenia wibracyjnego

Parę precyzyjną mocuje się w przyrządzie pozwalającym na wykonanie przemieszczeń suwaka od wibracji płyty urządzenia wibracyjnego. Do przestrzeni pary suwakowej wprowadza się olej hydrauliczny ASF-41. Nieruchomy suwak pary hydraulicznej (7 rys. 4) wkładany jest swobodnie do tulei (6) centralnego otworu korpusu przyrządu (8). Pierścień sprężysty (4) utrzymuje tuleję w kierunku osiowym. Jest jednocześnie elementem postrzegającym przy pomiarze siły tarcia w parze hydraulicznej. Centralną częścią pierścienia (4) jest nakładany na główkę tulei (6) a na obwodzie dociskany kołnierzem korpusu zaworu (1) do korpusu przyrządu. Na przesmykach łączących centralną i zewnętrzną część

pierścienia (4) naklejane są czujniki tensometryczne (9) reagujące na odkształcenia przesmyków przy dążeniu tulei do przemieszczenia się do góry. Ponieważ tuleja może przemieszczać się w kierunku osiowym tylko pod działaniem sił tarcia suwaka, czujniki w procesie badania rejestrują tarcie w parze hydraulicznej. Wzdłużne przemieszczenia wibracyjne przekazywane są do suwaka (7) poprzez trzon (10), umocowany na płycie wibrującej (11) stanowiska. Od góry na suwak poprzez przejściowy talerz oporowy, mający kulistą powierzchnię styku, działa sprężyna robocza elementu regulacyjnego. W zależności od potrzeb (wymagań), w procesie prowadzenia badań może być zmieniany stopień ściśnięcia sprężyny (efekt utraty stateczności oddziałującej na suwak sprężyny).

Na wyżej opisanym stanowisku wibracyjnym wykonane zostały badania eksperymentalne pary suwakowej regulatora ciśnienia. Średnia długość badań wynosiła 15 min. Suwak regulatora dociskany był osiowo siłą sprężyny dociskającej o wartościach 50 – 100N i bocznie siłą 25 – 50N. Wyniki badań eksperymentalnych pary suwakowej regulatora ciśnienia na stanowisku wibracyjnym w środowisku oleju ASF-41 przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki badań eksperymentalnych elementów regulatora ciśnienia na stanowisku imitującym wibracyjny charakter przemieszczania elementów pary hydraulicznej

Zakres wibracji [mm]	Charakter zużycia
< 0,005	Szczepianie słabo uwidocznione, (małe wymiary).
0,005 – 0,1	Stabilne odwzorowywanie szczepiania powierzchni pary suwakowej. Przy amplitudzie 0,01mm - szczepianie przy obciążeniu około 30N. Przy amplitudzie 0,05mm - szczepianie przy obciążeniu z przedziału 40–50N.
> 0,1	Ślady charakterystyczne dla intensywnego utleniającego zużycia powierzchni metalowych.

Na podstawie badań eksperymentalnych, ustalono, że najbardziej sprzyjającym z punktu widzenia powstania szczepiania jest zakres wibracji w przedziale amplitud 0,005 – 0,1mm. W tym przedziale amplitud podczas badań stabilnie odwzorowywano szczepianie powierzchni pary suwakowej. Przy amplitudach poniżej 0,005mm uszkodzenia powodowane szczepianiem, w wielu przypadkach były słabo uwidocznione, zazwyczaj z powodu ich małych wymiarów. Ślady na powierzchni suwaków, powstające przy amplitudach wyższych od 0,1mm w większości przypadków były charakterystyczne dla intensywnego utleniającego zużycia powierzchni metalowych. Ustalono również, że promieniowe obciążenie suwaków, niezbędne do szczepienia elementów pary suwakowej wzrasta przy zwiększeniu amplitudy. Przy amplitudzie 0,01mm obciążenia przyłożone do suwaka przy szczepianiu wynoszą średnio 30N, zaś przy amplitudzie 0,05mm zawierają się w przedziale 40 – 50N.

Przy ślizganiu się znajdujących się w kontakcie powierzchni elementów suwakowej pary hydraulicznej, jednocześnie przebiegają procesy ścierania i tworzenia tlenków metalu. Przy określonym stosunku intensywności procesów obciążenia oraz ścierania i odtwarzania tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary suwakowej możliwe jest tworzenie czystych powierzchni pozbawionych warstewki tlenków metalu (powierzchni czystych). Tworzenie się powierzchni czystych jest możliwe tylko przy określonym skojarzeniu prędkości niszczenia i tworzenia tlenków oraz absorbowanych na powierzchni błonek olejowych. Gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary hydraulicznej jest większa od szybkości ich ścierania z powierzchni

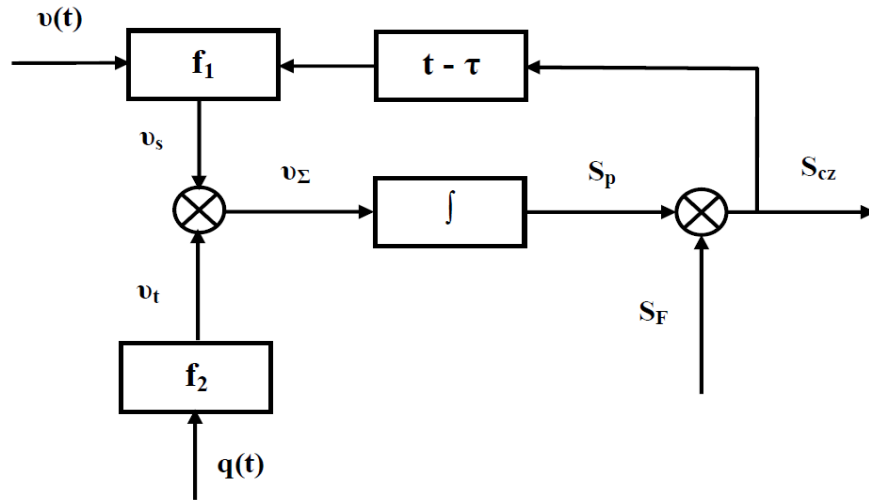
występuje zużycie przez utlenianie, gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary hydraulicznej jest mniejsza od szybkości ich ścierania z powierzchni rozpoczyna się proces zacierania adhezyjnego (szepianie). Wielkość powierzchni pozbawionych tlenków metalu (powierzchni czystych) zależy od stopnia opóźnienia procesu tworzenia się tlenków (reakcji utleniania), tj. od czasu ścierania warstewki tlenków metalu do ich utworzenia ponownie na powierzchniach czystych (wzrost warstewki tlenków metalu) [9,16,18].

Z teoretycznego punktu widzenia zwiększenie nacisków (ciśnienia) w styku powinno obniżyć odporność suwakowej pary hydraulicznej na wystąpienie zacierania adhezyjnego (szepiania), ponieważ zwiększenie nacisku podwyższa intensywność ścierania tlenków metalu [1,4,5,15,16,18]. Ze wzrostem nacisków następuje aktywizacja metalu, co wpływa w zasadniczy sposób na zwiększenie grubości powstających tlenków metalu i błonek ochronnych. Jednak wystąpienie szepiania współpracujących powierzchni zależy nie tyle od grubości co od powierzchni zajmowanej przez tlenki metalu i błonki ochronne (substancje powierzchniowo aktywne) [15,16,18]. Zwiększenie prędkości poślizgu, niewątpliwie intensyfikuje zarówno proces ścierania, jak również odtworzenia się tlenków metalu. Wartość prędkości poślizgu zależy od wielkości amplitudy przesunięcia i częstotliwości wibracji. Jednak zwiększenie prędkości poślizgu kosztem wzrostu amplitudy przesunięcia jest ograniczone. Ograniczenie to jest określane stosunkiem amplitudy przemieszczeń wibracyjnych do wielkości powierzchni kontaktu w kierunku przemieszczeń względnych. Praktycznie zacieranie adhezyjne (szepianie) w suwakowej parze hydraulicznej przy wibracyjnym poślizgu nie wystąpi, gdy stosunek amplitudy przemieszczenia i wielkości styku powierzchni kontaktu w kierunku ruchu będzie większy od jedności [14,15,16].

4. Modelowanie procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym

Przy opisie procesów wywołujących zacieranie adhezyjne (szepianie) na lokalnym styku elementów suwakowej pary hydraulicznej przy wibracyjnym poślizgu należy uwzględnić opóźnienie procesu odtworzenia tlenków metalu na odkrywanych powierzchniach metalicznych (powierzchniach czystych). Wymienione opóźnienie wynika z faktu, że proces utleniania przebiega w czasie niezależnie od szybkości odtworzenia tlenków metalu na powierzchniach czystych. Proces utleniania zależy od zdolności wnikania aktywnego tlenu zawartego w cieczy roboczej do odkrywanych metalicznych obszarów powierzchni elementów pary hydraulicznej (powierzchni czystych) [4,5,15,16,18]. W związku z tym model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy obciążeniu kontaktowo – wibracyjnym powinien zawierać opóźnienia $t - \tau$.

Prędkość tworzenia na powierzchni tarcia tlenków metalu zależy od prędkości poślizgu i wielkości powierzchni, na której możliwe jest ich utworzenie, tj. powierzchni czystej, zaś nie zależy od wielkości nacisku normalnego (ciśnienia) na styku tarciovym. Grubość tworzących się tlenków metalu nie wpływa na właściwości ochronne powierzchni tarcia tj. jakkolwiek grubość miałyby tlenki metalu i błonki adsorbowane, ich istnienie na odcinku styku zapobiega szepianiu. Wystąpienie zacierania adhezyjnego (szepiania) zależy więc od powierzchni styku zajmowanej przez tlenki metalu, a nie od jej grubości. Wychodząc z powyższych ustaleń model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym można przedstawić w postaci schematu zaprezentowanego na rys. 5.



Rys. 5. Schemat modelu procesu wywołującego zużycie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo – wibracyjnym

f_1 - funkcja wyrażająca zależność prędkości tworzenia się tlenków metalu i błonek adsorbowanych od właściwego parametru, f_2 - funkcja wyrażająca zależność prędkości ścierania tlenków metalu i błonek adsorbowanych od właściwego parametru, S_F - powierzchnia faktycznego kontaktu elementów pary hydraulicznej, praktycznie nie zmieniająca się do wystąpienia zjawiska adhezji (szczepiania), S_p - powierzchnia styku pokryta tlenkami metalu, S_{cz} - powierzchnia czysta (bez tlenków metalu na powierzchni tarcia), v_t - prędkość ścierania tlenków metalu (zmniejszenie zajmowanej przez nie powierzchni w jednostce czasu), v_s - prędkość tworzenia się tlenków metalu (zwiększenie zajmowanej przez nie powierzchni w jednostce czasu), $q(t)$ - parametr obciążenia, określany wartościami normalnego nacisku (ciśnienia) w styku skojarzonych powierzchni pary i prędkości poślizgu, $v(t)$ - prędkość względnego poślizgu skojarzonych powierzchni, τ - czas między pojawieniem się powierzchni czystej i utworzeniem się warstewki tlenków metalu na tych powierzchniach.

Rozpatrywany model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym odpowiada zależnościom:

$$\frac{dS_p}{dt} = v_s(t) - v_t(t) = v_\Sigma(t), \quad (1)$$

$$v_s(t) = f_1[v(t), S_{cz}(t - \tau)], \quad (2)$$

$$v_t(t) = f_2[q(t)] \quad S_{cz}(t) = S_F - S_p(t). \quad (3)$$

Szybkość tworzenia się tlenków metalu na powierzchni tarcia jest proporcjonalna do prędkości poślizgu i powierzchni czystej (bez tlenków). Prędkość tworzenia się tlenków metalu na powierzchni tarcia może być zapisana w postaci:

$$v_s(t) = k v(t) S_{cz}(t - \tau), \quad (4)$$

gdzie: k - współczynnik charakteryzujący intensywność tworzenia się tlenków metalu na powierzchni czystej (bez tlenków).

Uwzględniając niezależność oddziaływań normalnego ciśnienia w styku skojarzonych powierzchni $p(t)$ i prędkość względnego poślizgu skojarzonych powierzchni $v(t)$ szybkość niszczenia tlenków metalu na powierzchni tarcia można opisać zależnością:

$$v_t[q(t)] = a_1 v(t) + a_2 p(t), \quad (5)$$

gdzie: a_1, a_2 - współczynniki charakteryzujące właściwości wytrzymałościowe tlenków metalu, $p(t)$ - ciśnienie w styku skojarzonych powierzchni pary.

Kinetykę ścierania z powierzchni elementów pary hydraulicznej i odtwarzanie się tlenków metalu na powierzchni czystej można opisać równaniem różniczkowym:

$$\frac{dS_p}{dt} + k \cdot v(t) \cdot S_p(t - \tau) = v(t)(k \cdot S_F - a_1) - a_2 p(t). \quad (6)$$

Wyrażenie (6) przedstawia liniowe równanie różniczkowe z argumentem opóźniającym. Wyrażenie (6) może być zapisane w postaci ogólnej:

$$\frac{dS_p}{dt} + \Psi(t)S_p(t - \tau) = Q(t), \quad (7)$$

gdzie: $\Psi(t) = k \cdot v(t)$ i $Q(t) = v(t)(k \cdot S_F - a_1) - a_2 p(t)$.

Rozwiązanie równania (7) ma postać:

$$S_p = \left[\int Q(t) e^{\int \Psi(t) dt} dt + C \right] \exp^{-\int \Psi(t) dt}. \quad (8)$$

Z analizy wyrażenia (6) wynika, że:

- 1) wystąpienie zacierania adhezyjnego (sczepianie) jest możliwe przy dowolnych poziomach oddziaływań normalnego ciśnienia w styku skojarzonych powierzchni p , jeżeli prędkość względnego poślizgu skojarzonych powierzchni $v > 0$. Jednak w realnych warunkach niezbędne jest uwzględnienie ograniczenia normalnego ciśnienia w styku $p > p_{\min}$, gdzie p_{\min} jest naciskiem (ciśnieniem) minimalnym;
- 2) czas do wystąpienia zacierania adhezyjnego (sczepiania) zależy głównie od stałych zawierających prędkość ścierania i odtwarzania się tlenków metalu na powierzchni czystej;
- 3) do rozwiązania równania różniczkowego opisującego proces ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym należy określić wartość współczynników k, a_1, a_2 . Współczynniki te charakteryzują intensywność odtwarzania i opór ścierania tlenków metalu oraz czas pojawiania się powierzchni czystej i odtwarzania się warstewki tlenków metalu na tej powierzchni. Wartości współczynników k, a_1, a_2 można w przybliżeniu oszacować na podstawie badań eksperymentalnych.

Rozwiązanie równania różniczkowego (6) pozwoli określić rząd granicznych wartości parametrów wibracji i ciśnienia w styku współpracujących powierzchni, wywołujących zacieranie adhezyjne (sczepianie) w suwakowych parach hydraulicznych.

W przypadku, gdy przyjmiemy (warunek ten ma największe praktyczne znaczenia), że $p = \text{const}$ i czas $\tau = \text{const}$ oraz proces ścierania i tworzenia tlenków metalu zachodzi przy zmiennym obciążeniu tj. $v(t) = v_A \sin \omega t$, gdzie v_A jest prędkością poślizgu dla danej amplitudy wibracji, można wydzielić dwa etapy rozpatrywanego procesu. Pierwszy etap, gdy $0 < t \leq \tau$ zaś drugi etap $t > \tau$.

Dla etapu pierwszego tj. $0 < t \leq \tau$ równanie (6) można zapisać:

$$\frac{dS_p}{dt} = (kS_{cz}(0) - a_1) \cdot v_A |\sin \omega t| - a_2 p. \quad (9)$$

Gdy $\Psi(t) = k \cdot v(t) = 0$ równanie (9) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} S_p &= C - [kS_{cz}(0) - a_1] v_A \int |\sin \omega t| dt - a_2 p \int dt = \\ &= C - [kS_{cz}(0) - a_1] \frac{v_A}{\omega} [|\cos \omega t| - A(\omega t)] - a_2 p t \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie: $C = S_F - S_{cz}(0) + \frac{v_A}{\omega} [kS_{cz}(0) - a_1]$,

$$A(\omega t) = \begin{cases} 2|\cos \omega t|, & \text{gdym } \frac{n\pi}{\omega} < t < \frac{2n+1}{2} \frac{\pi}{\omega}, \quad n = 0, 1, 2, \dots \\ 0, & \text{dla innych } t \end{cases}$$

Zmiana powierzchni styku pokrytej tlenkami metalu w pierwszym etapie tj. $0 < t \leq \tau$ można ostatecznie zapisać w postaci:

$$S_p = S_F - S_{cz}(0) + \frac{v_A}{\omega} [kS_{cz}(0) - a_1] \{1 - [|\cos \omega t| - A(\omega t)]\} - a_2 p t, \quad (11)$$

przy czym $1 - [|\cos \omega t| - A(\omega t)] \geq 0$.

Z wyrażenia (11) wynika, że w pierwszym etapie, gdy $0 < t \leq \tau$ zmniejsza się powierzchnia pokryta tlenkami metalu, zaś wzrasta powierzchnia bez tlenków metalu, przy czym prędkość ubywania powierzchni pokrytej tlenkami zależy od ciśnienia normalnego w styku skojarzonych powierzchni. Zmniejszanie się powierzchni pokrytej tlenkami metalu ma charakter oscylacyjny. Wielkość oscylacji zależy od zmiany prędkości ślizgania skojarzonych powierzchni.

Dla etapu drugiego tj. $t > \tau$ równanie (6) można zapisać:

$$\frac{dS_p}{dt} + k \cdot v_A |\sin \omega t| \cdot S_p(t - \tau) = v_A |\sin \omega t| (k \cdot S_F - a_1) - a_2 p(t). \quad (12)$$

Rozwiązanie równania (12) ma postać:

$$\begin{aligned} S_p &= S_F - \frac{a_1}{k} - a_2 p e^{\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} \int e^{-\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} d(t - \tau) + C e^{\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} = \\ &= S_F - \frac{a_1}{k} - \left[a_2 p \int e^{\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} d(t - \tau) - C \right] e^{\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} \end{aligned}$$

Ostatecznie rozwiązanie równania (12) przyjmuje postać:

$$S_p = S_F - \frac{a_1}{k} - [a_2 p B - C] e^{\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]}, \quad (13)$$

gdzie: $B = \int e^{\frac{k v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} d(t - \tau)$.

5. Analityczne szacowanie współczynników a_1, a_2, k modelu

Do rozwiązania równania różniczkowego opisującego proces ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym (6) należy określić wartość współczynników a_1, a_2, k .

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary hydraulicznej przy zadanych parametrach obciążenia można zapisać w postaci $V = h \cdot S$, gdzie h jest średnią grubością warstwy tlenków a S powierzchnią skojarzonego styku.

Zakładając, że zależność szybkości usuwania tlenków metalu od szybkości wzajemnego ruchu elementów pary hydraulicznej i ciśnienia kontaktowego jest liniowa można zapisać:

$$d\dot{S} = \frac{\partial \dot{S}}{\partial v} dv + \frac{\partial \dot{S}}{\partial p} dp, \quad (14)$$

gdzie: $\frac{\partial \dot{S}}{\partial v} = a_1$ jest współczynnikiem wyrażającym intensywność usuwania tlenków metalu z powierzchni elementu pary hydraulicznej od prędkości ślizgania,

$\frac{\partial \dot{S}}{\partial p} = a_2$ jest współczynnikiem wyrażającym intensywność usuwania tlenków metali z powierzchni elementu pary hydraulicznej od wielkości ciśnienia kontaktowego.

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary hydraulicznej przy zadanych parametrach obciążenia można przedstawić w postaci:

$$d\dot{V} = h \frac{\partial \dot{S}}{\partial v} dv + h \frac{\partial \dot{S}}{\partial p} dp \quad \text{lub} \quad d\dot{V} = ha_1 dv + ha_2 dp. \quad (15)$$

Z zależności (15) można wyznaczyć współczynniki a_1 i a_2 :

$$\begin{cases} a_1 = \frac{1}{h} \frac{\partial \dot{V}}{\partial v} - a_2 \frac{\partial p}{\partial v} = \frac{1}{h} \frac{\dot{V}_2 - \dot{V}_1}{v_2 - v_1} - a_2 \frac{p_2 - p_1}{v_2 - v_1}; \\ a_2 = \frac{1}{h} \frac{\partial \dot{V}}{\partial p} - a_1 \frac{\partial v}{\partial p} = \frac{1}{h} \frac{\dot{V}_2 - \dot{V}_1}{p_2 - p_1} - a_1 \frac{v_2 - v_1}{p_2 - p_1}. \end{cases} \quad (16)$$

Współczynnik k wyrażający zależność szybkości tworzenia się tlenków metalu (zwiększenie zajmowanej przez nie powierzchni w jednostce czasu) od prędkości poślizgu (przy założeniu, że $v_t = v_s$) można określić z zależności:

$$a_1 v_1 + a_2 p_{sr} = k v_1 S_{cz}. \quad (17)$$

Z zależności (17) wyznaczamy współczynnik k o postaci:

$$k = \frac{a_1 v_1 + a_2 p_{sr}}{v_1 S_{cz}}. \quad (18)$$

Ciśnienie kontaktowe w suwakowej parze hydraulicznej przy zadanych parametrach obciążenia ma postać $p = \frac{P}{S}$, gdzie P jest obciążeniem a S płaszczyzną kontaktu. Wychodząc z powyższej zależności średnie ciśnienie kontaktowe można przedstawić w postaci:

$$p_{sr} = \frac{1}{S_2 - S_1} \int_{S_1}^{S_2} \frac{P}{S} dS = \frac{P}{S_2 - S_1} \ln \frac{S_2}{S_1}, \quad (19)$$

gdzie: S_1 i S_2 to początkowa i końcowa płaszczyzna kontaktu elementów pary hydraulicznej.

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary hydraulicznej przy zadanych parametrach obciążenia ma postać $V_c = V_{c2} - V_{c1}$, gdzie V_{c1} i V_{c2} to objętości tlenków metalu przed i po obciążeniu. Stąd objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni cylindrycznej suwakowej pary hydraulicznej przy zadanych parametrach obciążenia ma postać:

$$V_c = \frac{\pi}{192} \frac{d^4}{R^2} \left(3R - \frac{d^2}{8R} \right), \quad (20)$$

gdzie: d jest średnicą obszaru zużycia, zaś R promieniem zastępczym.

Jako przykład może posłużyć szacowanie współczynników a_1, a_2, k dla ogranicznika narastania ciśnienia, w którym elementy suwakowej pary hydraulicznej wykonane są ze stali chromowej HWG o twardości HRC= 58. Ogranicznik narastania ciśnienia ma następujące dane geometryczne: promień zastępczy $R = 6$ mm, skok $l_A = 0,3$ mm.

Przykład szacowania współczynnika a_2

Dla częstotliwości $f = 60$ Hz prędkość przemieszczania się suwaka wynosi $v = 4 \cdot l_A \cdot f = 4 \cdot 0,3 \cdot 60 = 72 \text{ mm/s}$. Z badań na stanowisku imitującym wibracyjny charakter przemieszczania elementów suwakowej pary hydraulicznej pod działaniem pulsacji ciśnienia cieczy roboczej dla $P_1 = 14,7$ N i $f = 60$ Hz w czasie $t = 30$ min uzyskano:

$$\begin{aligned} d_1 &= 0,14 \text{ mm}, & h_1 &= 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c1} &= 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 &= 0,25 \text{ mm}, & h_2 &= 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c2} &= 31,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3. \end{aligned}$$

a dla $P_2 = 98,1 \text{ N}$

$$\begin{aligned} d_1 &= 0,25 \text{ mm}, & h_1 &= 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c1} &= 31,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 &= 0,41 \text{ mm}, & h_2 &= 3,79 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c2} &= 256 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3. \end{aligned}$$

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary hydraulicznej dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ i $P_2 = 98,1 \text{ N}$ wynosi:

$$V_{P_1} = V_{c2} - V_{c1} = (31,8 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 28,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$V_{P_2} = V_{c2} - V_{c1} = (256 - 31,8) \cdot 10^{-6} = 224 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Szybkość zużycia objętości V_{P_1} i V_{P_2} dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ i $P_2 = 98,1 \text{ N}$ wynosi:

$$v_{P_1} = \frac{V_{P_1}}{t} = \frac{28,5 \cdot 10^{-6}}{1800} = 1,6 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}, \quad v_{P_2} = \frac{V_{P_2}}{t} = \frac{224 \cdot 10^{-6}}{1800} = 124 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}.$$

Początkowa i końcowa powierzchnia kontaktu elementów pary hydraulicznej dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ i $P_2 = 98,1 \text{ N}$ wynoszą:

$$S_{1P_1} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} = 0,015 \text{ mm}^2; \quad S_{2P_1} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ mm}^2;$$

$$S_{1P_2} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,26^2}{4} = 0,053 \text{ mm}^2; \quad S_{2P_2} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,41^2}{4} = 0,132 \text{ mm}^2.$$

Średnie ciśnienie kontaktowe dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ i $P_2 = 98,1 \text{ N}$ wynosi:

$$p_{sr1} = \frac{P_1}{S_{2P_1} - S_{1P_1}} \ln \frac{S_{2P_1}}{S_{1P_1}} = \frac{14,7}{0,049 - 0,015} \ln \frac{0,049}{0,015} = 512 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$p_{sr2} = \frac{P_2}{S_{2P_2} - S_{1P_2}} \ln \frac{S_{2P_2}}{S_{1P_2}} = \frac{98,1}{0,132 - 0,053} \ln \frac{0,132}{0,053} = 1133 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Współczynnik a_2 wynosi:

$$a_2 = \frac{1}{h} \frac{v_{P_2} - v_{P_1}}{p_{sr2} - p_{sr1}} = \frac{1}{25 \cdot 10^{-6}} \frac{(124 - 1,6) \cdot 10^{-9}}{1133 - 512} = 0,19 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}^4}{\text{N} \cdot \text{s}}$$

Przykład szacowania współczynnika a_1

Dla częstotliwości $f_1 = 20 \text{ Hz}$ $v_1 = 4 \cdot l_A \cdot f_1 = 4 \cdot 0,3 \cdot 20 = 24 \text{ mm/s}$ a dla częstotliwości $f_2 = 60 \text{ Hz}$ $v_2 = 4 \cdot l_A \cdot f_2 = 4 \cdot 0,3 \cdot 60 = 72 \text{ mm/s}$. Z badań dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ i $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ uzyskano:

$$\begin{aligned} d_1 &= 0,14 \text{ mm}, & h_1 &= 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c1} &= 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 &= 0,18 \text{ mm}, & h_2 &= 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c2} &= 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \end{aligned}$$

Z badań dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ i $v_2 = 72 \text{ mm/s}$ uzyskano:

$$\begin{aligned} d_1 &= 0,14 \text{ mm}, & h_1 &= 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c1} &= 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3, \\ d_2 &= 0,25 \text{ mm}, & h_2 &= 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, & V_{c2} &= 31,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3. \end{aligned}$$

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary hydraulicznej dla $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ i $v_2 = 72 \text{ mm/s}$ wynosi:

$$V_{v_1} = V_{c2} - V_{c1} = (12,9 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$V_{v_2} = V_{c2} - V_{c1} = (31,8 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 28,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Szybkość zużycia objętości V_{v_1} i V_{v_2} dla $P_1 = 14,7 \text{ N}$ wynosi:

$$v_{v_1} = \frac{V_{v_1}}{t} = \frac{9,6 \cdot 10^{-6}}{1800} = 5,3 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}, \quad v_{2v_2} = \frac{V_{P_2}}{t} = \frac{28,5 \cdot 10^{-6}}{1800} = 15,8 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}.$$

Początkowa i końcowa powierzchnia kontaktu elementów pary hydraulicznej dla $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ i $v_2 = 72$ wynoszą:

$$S_1 = \frac{\pi(d_2 - d_1)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,18 - 0,14)^2}{4} = 0,016 \text{ mm}^2;$$

$$S_{2v_1} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} = 0,025 \text{ mm}^2; \quad S_{2v_2} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ mm}^2.$$

Średnie ciśnienie kontaktowe dla $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ i $v_2 = 72$ wynosi:

$$p_{sr1} = \frac{P_1}{S_{2v_1} - S_1} \ln \frac{S_{2v_1}}{S_1} = \frac{14,7}{0,025 - 0,016} \ln \frac{0,025}{0,016} = 729 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$p_{sr2} = \frac{P_1}{S_{2v_2} - S_1} \ln \frac{S_{2v_2}}{S_1} = \frac{14,7}{0,049 - 0,016} \ln \frac{0,049}{0,016} = 498 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Współczynnik a_1 wynosi:

$$a_1 = \frac{1}{v_2 - v_1} \left[\frac{v_{v_2} - v_{v_1}}{h} - a_2 (p_{sr1} - p_{sr2}) \right] =$$

$$= \frac{1}{72 - 24} \left[\frac{(15,8 - 5,3) \cdot 10^{-9}}{30 \cdot 10^{-6}} - 0,24 \cdot 10^{-3} (498 - 729) \right] = 12,7 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

Przykład szacowania współczynnika k

Współczynnik k wyznaczamy z zależności (18). Należy przyjąć, że powierzchnia czysta (bez tlenków metalu na powierzchni tarcia) S_{cz} stanowi 30% powierzchni faktycznego kontaktu elementów pary hydraulicznej S_F tj. $S_{cz} = 0,3 S_F$ [14,16]. Powierzchnie faktycznego kontaktu elementów pary hydraulicznej S_F wyznaczmy z zależności [13]:

$$S_F = \pi \left(\frac{3}{4} \kappa R P \right)^{\frac{2}{3}}$$

gdzie: $\kappa = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$ a E_1, E_2, ν_1, ν_2 to współczynniki materiałowe i Poissona. Dla stali chromowej HWG $\kappa = 0,858 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N}$.

Dla stali chromowej HWG przy $R = 6 \text{ mm}$ $S_F = \pi \left(\frac{3}{4} \cdot 0,858 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 98,1 \right)^{\frac{2}{3}} = 0,055 \text{ mm}^2$.

Powierzchnia czysta (bez tlenków metalu na powierzchni tarcia) $S_{cz} = 0,3 S_F = 0,3 \cdot 0,055 = 0,0165 \text{ mm}^2$.

$$\text{Współczynnik } k = \frac{a_1 v_1 + a_2 p_{sr}}{v_1 S_{cz}} = \frac{12,7 \cdot 10^{-6} \cdot 24 + 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 961}{24 \cdot 0,0165} = 0,63 \text{ mm}^{-1}$$

6. Podsumowanie

Warunkiem wystąpienia procesu zacierania adhezyjnego (szczepiania) w suwakowej parze hydraulicznej urządzenia regulacyjnego jest jej obciążenie kontaktowo-wibracyjne. Głównym czynnikiem powodującym wystąpienie zacierania adhezyjnego (szczepiania) jest szybkość ścierania tj. tworzenia czystych powierzchni pozbawionych warstewki tlenków metalu i odtwarzania tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary suwakowej.

Szybkość ścierania i odtwarzania tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary suwakowej zależy od wartości parametrów wibracji i ciśnienia w styku współpracujących powierzchni pary hydraulicznej. Tworzenie się powierzchni czystych (bez tlenków metalu) jest możliwe tylko przy określonym skojarzeniu prędkości ścierania i odtwarzania tlenków oraz absorbowanych na powierzchni błonek olejowych. Gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach suwakowej pary hydraulicznej jest mniejsza od szybkości ich ścierania rozpoczyna się proces zacierania adhezyjnego (sczepiania).

Zaproponowany analityczny opis ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym pozwala przeprowadzić zarówno jakościową, jak i ilościową analizę wpływu parametrów wibracji i obciążenia na wystąpienie zacierania adhezyjnego (sczepiania) w suwakowych parach hydraulicznych urządzeń regulacyjnych. Do rozwiązania równania różniczkowego opisującego proces ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym należy określić wartość współczynników k, a_1, a_2 . Współczynniki te charakteryzują intensywność odtwarzania i opór ścierania tlenków metalu oraz czas pojawiania się powierzchni czystej i odtwarzania się warstewki tlenków metalu na tej powierzchni. Wartości współczynników k, a_1, a_2 można w przybliżeniu oszacować na podstawie badań eksperymentalnych. Podczas badań należy oszacować prędkość ścierania tlenków metalu oraz ich odtwarzania na powierzchniach czystych przy różnych wartościach prędkości poślizgu i nacisku (ciśnieniu) w styku tarciovym oraz odporność na zużycie stali w warunkach tarcia granicznego. Wpływ prędkości poślizgu i obciążenia można oszacować na drodze badania próbek w warunkach zbliżonych do warunków powstawania zacierania adhezyjnego (sczepiania), gdy występuje jeszcze zużycie utleniające.

Zaproponowany model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu wibracyjnym pozwala określić rząd granicznych wartości wibracji i ciśnienia w styku współpracujących powierzchni, po przekroczeniu których występuje zużycie adhezyjne w tej parze.

Literatura

1. Bushan B. Introduction to Tribology. John Wiley & Sons, New York 2002.
2. Chenxiao N, Xushe Z. Study on vibration and noise for the hydraulic system of hydraulic hoist. Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material Science. MEM 2012;126-128.
3. Choi S H, Jin Y S. Evaluation of stored energy in cold-rolled steels from EBSD data. Materials Science & Engineering 2004; A371: 149-159
4. Eyre T S, Scott D. Wear Resistance of Metals. Akademic Pres, New York 1977.
5. Gierek A. Zużycie tribologiczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
6. Grinis L, Haslavsky V, Tzadka U. Self-excited vibration in hydraulic ball check valve. World Academy of Science Engineering and Technology 2012; 6: 1041-1046.
7. Gryboś R. Drgania konstrukcji wzbudzonej przepływem. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.
8. Harris C M, Piersol A G. Shock and Vibration Handbook. McGraw-Hill, New York, 2002.
9. Ijas M, Virvalo T. Damping of low frequency pressure oscillation. Tampere University of Technology, Tampere 2007.
10. Johnson K L. Mechanics of adhesion. Tribology Int. 1998; 31: 413-418.
11. Крагельский И В, Михин Н М. О влиянии природы твердых тел на внешнее трение и о соотношении между адгезионной и объемной составляющими. Теория трения и износа. Наука 1965: 30-34.

12. Лозовский В Н. Диагностика авиационных топливных и гидравлических агрегатов. Транспорт, Москва 1979.
13. Markov D, Kelly D. Mechanism of adhesion-initiated catastrophic wear: pure sliding. *Wear* 2000; 239: 189-210.
14. Nosal S. Tribologia. Wprowadzenie do zagadnień tarcia, zużywania i smarowania. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2012.
15. Nosal S. Kształtowanie odporności na zacieranie adhezyjne z wykorzystaniem wybranych modeli. *Tribologia* 2015; 3: 121–135.
16. Nosal S, Wojciechowski Ł. Zastosowanie pomiarów swobodnej energii powierzchniowej do oceny odporności na zacieranie adhezyjne. *Eksploatacja i Niezawodność* 2010; 45(1/2010): 83-90.
17. Panda L N, Kac R C. Nonlinear dynamics of a pipe conveying pulsating fluid with combination, principal parametric and internal resonances. *Journal of Sound and Vibration* 2008; 309: 375-406.
18. Sadowski J. Kryterium zacierania adhezyjnego powierzchni metali. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* 1980; 3: 247-263.
19. Stosiak M. Vibration insulation of hydraulic system control components. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2011; 11(2): 112-117.
20. Stosiak M. Identyfikacja oddziaływania drgań i metody ich redukcji w wybranych zaworach hydraulicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2015.
21. Ułanowicz L. Badanie procesów destrukcyjnych w lotniczych napędach hydraulicznych w aspekcie ich trwałości. Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa 2013.
22. Ułanowicz L. Wear processes of hydraulic plunger and barrel assemblies connected with the time of their work. *Journal of Kones* 2014; 21(4): 515-524.
23. Zieja M, Ważny M. A model for service life control of selected device systems. *Polish Maritime Research* 2014; 21(2): 45-49.
24. Zieja M, Ważny M, Stępień S. Distribution determination of time of exceeding permissible condition as used to determine lifetimes of selected aeronautical devices/systems. *Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2016; 18(1): 57-64.

Dr hab. inż. Leszek UŁANOWICZ

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych
 ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, Polska
 E-mail: leszek.ulanowicz@itwl.pl