

Leszek SKOCZYLAŚ
Dawid WYDRZYŃSKI

OPERATIONAL TESTS OF WORM GEARBOX WITH ZK2 CONCAVE PROFILE

BADANIA EKSPLOATACYJNE PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWEJ Z WKŁĘŚLYM ZARYSEM ZK2*

The article presents an operational tests of worm gearboxes. Test bench trials were conducted for three gearbox types. Two of these gearboxes were manufactured using modern methods with conical endmills. The only difference between the two is the tooth profile. A ZK2 worm with a concave tooth profile and Archimedes' screw was used in the gearboxes. The third analyzed gearbox was a commercial gearbox with a ZK1 worm. When comparing the results of the analysis, the efficiency and load carrying capacity of the ZK2 worm gearbox is the highest and greatest respectively. The higher load carrying capacity of the ZK2 worm with concave teeth in comparison to the Archimedes' screw is confirmed by Hertz's theory. The results show, that the meshing area for ZK2 worm gearboxes is greater than Archimedes' screw. The confirmed increase of usage indicators of concave profile worm gearboxes can lead to their widespread production and application. The higher efficiency of the gearbox results in lower usage costs.

Keywords: worm gearbox, worm, wormwheel, ZK2 concave profile.

W artykule przedstawiono badania eksploatacyjne przekładni ślimakowych. Badaniom stanowiskowym poddano trzy przekładnie. Dwie z nich zostały wykonane nową technologią z wykorzystaniem stożkowych narzędzi trzpieniowych. Różnica pomiędzy nimi dotyczyła wyłącznie zarysu kół. Zastosowano przekładnie ze ślimakiem ZK2 o wklęsłym zarysie oraz ślimakiem Archimedes'a. Trzecią badaną przekładnią była przekładnia handlowa ze ślimakiem ZK1. Z porównania otrzymanych charakterystyk wynika, że sprawność i obciążalność przekładni ze ślimakiem ZK2 jest najwyższa. Wyższa nośność przekładni z wklęsłym zarysem ZK2 w stosunku do zarysu Archimedes'a znajduje potwierdzenie w teorii Hertza. Uzyskane charakterystyki pokazują, że obszar ząbienia dla przekładni ze ślimakiem ZK2 jest większy w porównaniu z przekładnią Archimedes'a. Potwierdzony wzrost wskaźników eksploatacyjnych przekładni ze ślimakiem o zarysie wklęsłym może przyczynić się do powszechnej ich produkcji i stosowania. Wyższa sprawność przekładni to zarazem niższe koszty jej eksploatacji.

Słowa kluczowe: przekładnia ślimakowa, ślimak, ślimacznica, zarys wklęsły ZK2.

1. Introduction

Worm gearboxes belong to a group a screw transmissions with non-intersecting axes. In contrast to different types of gear transmission, they are characterized by their ability to transfer large ratios under beneficial conditions with high loading in a compact form. The kinematics in contrast to other types of transmissions differs because of the high level of meshing slip caused by concurrent meshing of a greater number of teeth. Due to the high loads carried and the type of meshing in the gear set, special attention must be paid to the phenomenon that occur during their operation, especially those that have a significant effect on wear [3, 5, 15, 19]. The main types of wear in the case include: teeth breaking, fatigue cracking and abrasion. Bending of the worm and the heat generated during operation are also considered in a wider scope due to their effect on transmission efficiency. Among the factors that affect wear in a correctly designed and used worm gearbox, the most significant ones are worm wheel tooth abrasion and surface fatigue wear. The factors that affect abrasive wear besides load include, slip direction and velocity between teeth and the surface finish of the gearwheel teeth.

The widespread use of worm gearbox has resulted in an increased amount of research being done on the topic. Several publications concern the material aspects and their effect on the gear set meshing conditions. Due to the significant role of slip in worm gear teeth, it is necessary to use materials that ensure a low coefficient of friction for

worm wheels and worm screws. Fontanari and coauthors [14] present a tribological wear mechanism of a gear set made of steel-bronze. The resulting research shows that the identified wear occurrences are dependent on the applied load to the transmission. Additionally, Fontanari and coauthors [13] describe the possibility of using gearwheels made of spheroidal iron and hardened steel. The authors observed changes in the destruction of samples that resulted from pitting. Both the method of lubrication and the microstructure of the material exhibited a strong influence on the initiation and propagation of fractures. On the other hand, Simon [25-27] analyzes the load distribution in a worm drive in a steel-bronze configuration. They suggest to discretely divide the adhesion line into small segments, which allows for calculating the stress distribution and improving the usage parameters.

Besides research on the topic material applications or wear simulation and stress distribution where the teeth mesh, multiple studies on the tooth shape and meshing analysis. Chen and Tsay [4] analyze the geometry and meshing of ZN profile in worm drives in contrast to ZA profiles using their own mathematical model. The developed mathematical model enables the testing of potential further analysis in the realms of sensitivity analysis, kinematic errors, and contact stress analysis. The resulting data is useful for designing, and generating and selecting operating parameters for the gearbox. A computerized approach for determining the contact surface and analyzing meshing in a Klingenberg parallel axes gear set was presented by Litvina and coauthors [17]. The present theory minimizes the error sensitivity re-

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

sulting from not being coaxial. Dong et al. [10] describe a method of design a ZI worm screw while analyzing installation errors in a worm drive. The authors present a developed drive design method where they pay special attention to the parameters of the worm screw, which when selected in the correct range cause minimal translation of the contact line that result from installation errors. Tsay et al. [29] present a mathematical model ZE worm drive meshing that was prepared in a CAD environment.

Not only are issues related to geometry being covered in publications, methods of manufacturing are also being discussed. Unfortunately, the topic focuses solely around the use of hobbing tools for the manufacturing of worm drive gearwheels. The use of hobbing cutters in the manufacturing of a worm wheel is presented in the work by Fang and Tsay [12]. They suggested a mathematical model of a worm screw with a ZN profile based on the profile and machining parameters of a hobbing tool. Countless publications are dedicated to the machining of worm screws on universal CNC machines. Nieszporek and Boca [21] analyze the method of machining worm screws using spherical end mills. This approach permits for any profile regardless of the tool profile. On the other hand, Albu [1] and Albu and Bolos [2] developed an approach for creating tool paths for the machining of worm screws using cylindrical end mills on CNC lathes. Kacalak et al. [16] develops a methodology for analysis and modeling helical surface grinding processes using CAD/CAM systems and Matlab. The resulting methodology allows for conducting simulation tests in order to determine the precision of grinding while considering the positioning and geometric deviations of the set up and the run-out of the chuck and work.

Not including ZA, ZN, ZI, and ZK profiles, there are also concave profile worm screws used in worm drives [23]. Non-intersecting positioning of a tool with a linear profile enables the machining of this type of profile. Skoczylas and Pawlus [28] present a method of shaping worm screws with a concave profile by using special tooling. They demonstrated the superiority of a transmission with a concave profile worm screw over the traditional linear profile. In concave profiles, it is possible to transfer greater loads while maintaining lower k_H stress values on the surface.

There are practically no publications dedicated to testing the operating properties in worm drives. Czerniec et al. [8] present a method of calculating the effect of tooth correction of a worm drive with an Archimedes' screw on the contact strength, wear, and durability of the worm gearwheel teeth. The results of the study establish the correctness of the correction effect on the contact parameters and tribological contact. Czerwiec and Kielbiński developed a method of analyzing the wear kinematics of a worm drive with an Archimedes' screw [7]. Based on the aforementioned method of testing the wear kinematics of materials due to slip friction, they present a method of estimating the lifespan of a worm drive with an Archimedes' screw. Based on the numerical solution, a relationship between the drive resource and wear was determined. Also, Czerwiec and Kielbiński present a method of calculating the lifespan of a worm drive with an involute worm screw [8]. The result of the numerical solution was used to determine the characteristics of the dependency between the lifespan of the transmission and the linear wear of the worm gearwheel teeth. They determined that changes in the wear of worm gearwheel teeth along the profile, where the maximum contact pressure and slip velocity was. The effect of the module and diameter indicator on select parameters. In turn, Waqar and Demetgul [30] use Fourier transform and neural network to diagnose the damages of toothed elements in worm drives. Vibrations and sound waves that arise during the operation of the transmission are detected using sensors. The data is then used to teach the network. The use of neural networks for the prognosis of damages in the drive system is used by Shao et al. [24]. In order to reduce the variability of vibrations and the accuracy of counteracting the residual durability of the drive system, a method of predicting was

proposed, which combines a neural network of radial base functions and recurrent initial processing. The results of the study show that the presented method can be used to optimize traditional prediction methods. The use of the research techniques is a effective way of extracting valuable operation properties. Early acquired information of ongoing degradation processes allow for planing service intervals and repairs correctly. Thus, improving the reliability of all of the elements in the kinematic chain. Developing methods that can be used for early identification of damage in the form of pitting of work surfaces, face chipping, tooth root cracking and partial fracturing was the topic of the paper by Łazarz et al. [18]. They conducted a study on the effectiveness of selected methods on the processing of vibroacoustic signals in the process of detecting faults in gearwheel with concurrent bearing damage of drive systems working in various conditions. Initially the converted vibration signals were analyzed in the framework of time and frequency to be the basis for developing a diagnostic metric that is sensitive to earlier tooth damage. Elforjani et al. [11] indicate that using acoustic emission techniques offers more diagnostic capability of worm drives during operation than vibration analysis. Monitoring the research has shown that the acoustic emission parameters and energy are more reliable, durable, and capable of detecting defects than the corresponding vibration parameters.

The literature covering worm drives consists of many titles that approach the issue in a purely theoretical approach. The papers in this field describe mathematical issues related with the analysis of meshing geometry of worm drives with various worm screw profiles. Very little attention is placed on the possibility of shaping concave profiles that demonstrate a significant level of usefulness when improving the operating parameters of drive system. The descriptions of the machining methods lack information regarding manufacturing issues related with the effects of surface and the precision of the machined work surface. There is also a very small number of publications that approach the issues of analyzing the operating properties of worm drive with various worm screw profiles that has a significant effect on the durability and reliability of the codependent toothed parts.

2. The effects helical geometry of the worm screw on gearbox usage problems

When looking at fatigue, the factors that affect abrasive wear (load, gearwheel material) should include the curvature of the teeth and the length of the contact line. It can be noticed that some of the aforementioned factors are dependent on the geometry of the gear screw and gearwheel teeth. Improper manufacturing of the worm screw can lead to accelerated tooth wear of the worm gearwheel. The result can be observed in fig. 1.



Fig. 1. Wormwheel tooth damage resulting from excessive loads.

The shape of the teeth determines the length and position relative slip velocity of the contact line. This effectively changes the lubrication conditions in contact area, the efficiency and gearbox wear

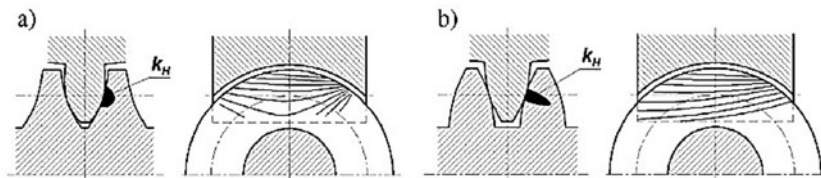


Fig. 2. The meshing of worm gearbox teeth for: a) concave profiles b) convex profiles.

rate. The shape of the teeth also affect the substitute radius curvature, which is an important parameter because of the large contact stress. Thus, the correct shape of the teeth can significantly affect the usage parameters of a gearbox.

The ability to modulate the shape of the helical surface of the worm screw is greatly increased by the non-intersecting positioning of the end mill in relation to the axis of the worm screw. The shape of the profile is the result of proper tool positioning. The advantages of a concave profile in comparison to a convex one are presented in fig. 2

The greater load carrying capacity of a concave profile worm screw results primarily from the lesser contact stress values on the tooth surfaces of the gearwheels. In addition, the large angle between the contact line and the circumferential speed of the worm screw is beneficial for lubricating the contact area.

The maximum stress resulting from cylinder contact can be calculated using the following formula (1) [20]:

$$k_H = \frac{F_N}{2Lr_{zr}} \quad (1)$$

where: F_N – normal force at the contact point, L – contact line length, r_{zr} – reduced curvature radius contacting the surface.

Based on this and when the normal forced is accepted, the magnitude of pressure depends on the product of the contact line length and the reduced curvature radius of the cylinders. The area of contact of gearwheels in the transmission can be considered to be very variable. The contact line of the teeth, along with the change of the curvature radius, will change its shape and length. However, the value of reduced curvature radius change along the analyzed contact line. The load carrying capacity will be determined by the minimal value of the aforementioned parameters (calculations are required for the whole meshing range).

3. Meshing characteristics of the analyzed worm screw profiles

Test bench studies were performed for three gearboxes. Two of them were manufactured using new techniques that use conical end mills. The difference between these gearboxes is limited to the profiles of the gearwheels (gearboxes with concave ZK2 worm screw profiles and an Archimedes' screw). The third gearbox was a commercial transmission with a ZK1 worm screw. The basic parameters of the analyzed gearwheels, in accordance with their respective standards[9, 22], are listed in Table 1.

The decision to analyze ZK2 profiles results primarily from the large possibility of a non-intersecting tool position affecting the thread profile of the worm screw, including shape of concave profiles. Assuming a con-

stant worm screw axial angle profile, calculations were done for the concave ZK2 worm screw profile with the parameters listed in Table 1. The tool parameters and its position angle in specific shaping cases along with the helix angle and thread curvature angle on the pitch diameter of the resulting worm screw are presented in Table 2.

Table 1. Analyzed worm drive gearwheel parameters.

#	Parameter	Value
worm gear		
1	Axial module	4 mm
2	Diametrical indicator	10
3	Thread start count	1
4	Tip height factor	1
5	Root height factor	1.2
6	Axial angle profile	20°
7	Helix angle	5.7106°
Wormwheel		
8	Number of teeth	30
9	Tooth correction factor	0
10	Tip height factor	1
11	Root height factor	1.2
12	Tooth heigh	2mm
13	Width	30mm

Table 2. Tool parameters and positioning angles.

Profile type	Tool				Worm screw
	α_N	d_N	ϕ_N	χ_N	α_o
	[°]	[mm]	[°]	[°]	[°]
Concave	8	5	-36	9,92	20
Linear	8	5	12	90	20

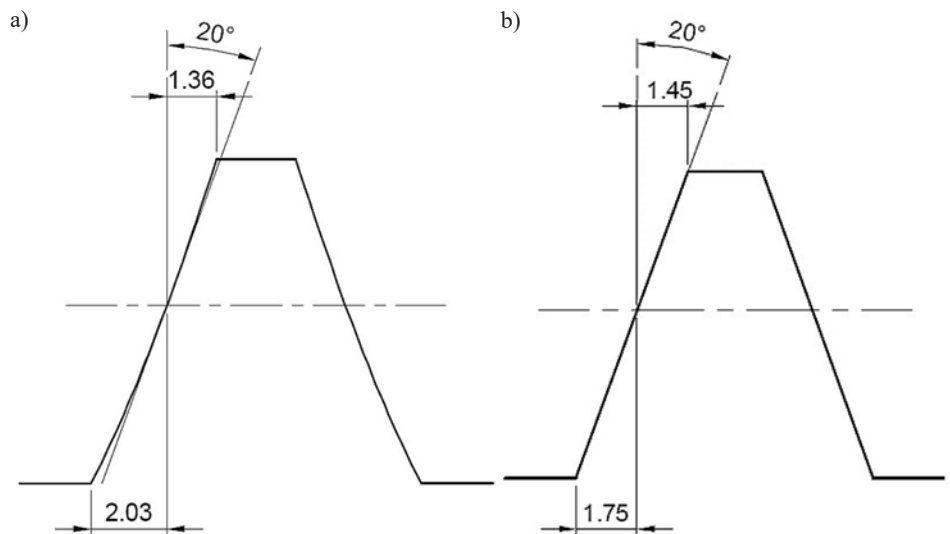


Fig. 3. Axial tooth profile: a) concave b) linear

Positioning the tool in regards to the axis of the worm screw was done to achieve profile that is as concave as possible and to avoid undercutting during meshing with the gearwheel. In order to more precisely visualize the change in shape of the ZK2 profile, fig. 3 presents the concave profile with a Archimedes' profile (ZA). Figure 3a show the visible difference in shape between the concave profile in comparison to the linear profile displayed in fig. 3b.

The most characterizing dimensions are the tip diameters and root diameters. In neither of the aforementioned cases does the thread profile angle match the angle of the tool of 20°.

4. Materials and gearbox loading analysis

4.1. Test bench

The complexity of the phenomena describing the meshing of worm drive results in loading tests being the most objective evaluation of the effect of worm screw profile on the operating parameters. In order to accomplish this, a test bench that assessed actual worm drive was prepared. The block diagram representing this setup and test bench are presented in fig. 4.

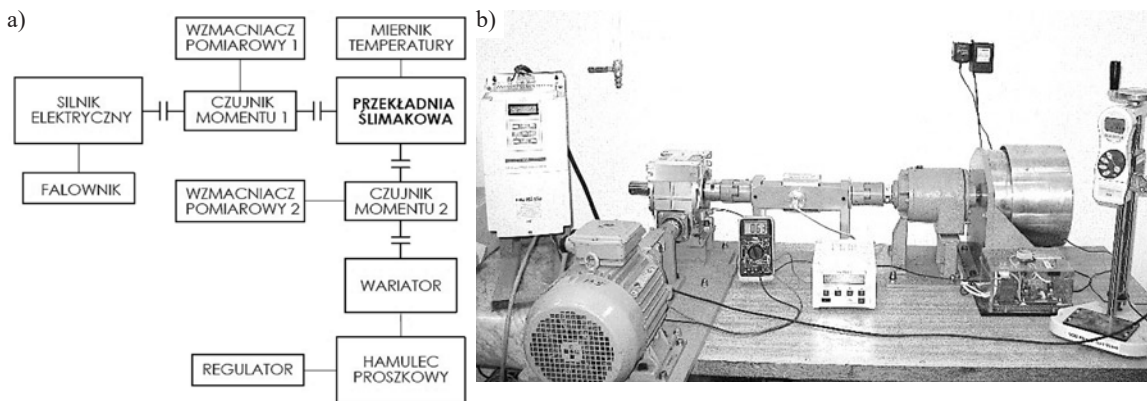


Fig. 4. Gearbox loading test bench: a) block diagram b) actual view

The configuration of the test bench assumes that only the gear set geometries will be variable during the tests. The propulsion and measurement systems were selected in order to appropriate to the size of the gearboxes. The commercial housing was modified to enable visual observation of the gearwheel condition. The housing of the gearbox (fig. 5) is made from aluminum with an axis base of 80mm. The housing material is a standard choice for mass produced gearboxes of this size.

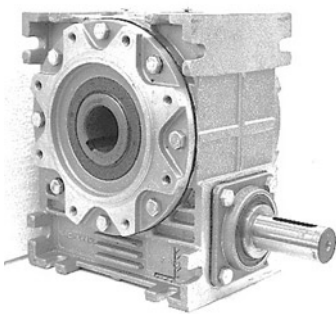


Fig. 5. Analyzed worm drive

A 4kW 3-phase induction motor with nominal speed of 2815 RPM was selected as the propulsion unit of the test bench. The motor control was done using an inverter. The inverter allows for linear

scalar control (U/f) as well as sensorless and sensor based controlling of torque and speed. The load was provided by a powder brake with dispersion power of 2kW. The torque of the brake is proportional to the voltage of the electromagnetic coil that is regulated by an electronic system. The brake properties enables constant work with slip that allows for long term tests. Due to the fact that resulting speed out of the worm drive was lower than the recommended operating speed of the brake (50 RPM), the test bench was equipped with an additional gearbox that functioned as a variator. All of the shafts in the drive and loading systems were connected using elastic Rotex clutches (KTR).

The torque before and after the worm gearbox was measured on the test bench as well as the operating temperature. Measuring the torque enables the monitoring of the load levels on the gearbox and limiting power loss. A measuring shaft with a torque sensor was using to measure the rotational moment of the gearbox. Connecting both measuring shafts with a computer allows for electronic registering of torque values before and after the gearbox. The operating temperature measurements were done using a resistance sensor located on the housing of the gearbox.

The described test bench is prepared primarily for tests that determine the size of a worm

drive, where the modular design permits quick modifications for testing different gearboxes.

4.2. Research object

Manufacturing the gearwheels makes it possible to conduct experimental gearbox tests. Two worm screw profiles were manufactured and both were shaped using cylindrical end mills. The worm

screws were made of 42CrMo4 steel intended for heat treating. The chemical composition of the selected steel alloy is presented in Table 3. This steel is intended for the manufacturing of machine parts with high strength, ductility, and variable loading such as: axles, cranks, gearwheels, discs, rotors, levers and other similar items.

Table 3. Alloy composition [%] of 42CrMo4 steel.

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo	W	V	Co	Cu
0,38 - 0,45	0,4 - 0,7	0,17 - 0,37	max 0,035	max 0,035	0,8 - 1,2	max 0,3	0,15 - 0,25	max 0,2	max 0,05	-	max 0,25

The manufacturing process included centering, roughing, shaping, heat treatment, re-centering, and finishing of the teeth and cylindrical surfaces for bearing seating and clutch fitment. The heat treatment included hardening that was done by heating the metal to 840°C and quenching in oil and annealing at 550°C followed by oil quenching. The resulting hardness was 55HRC. The finishing was done on a five-axis Haas VF-2 mill.

The meshing of concave and linear profile worm screws requires the manufacturing of two worm gearwheels. The blank for the worm gearwheels was heterogeneous and made of a tin-phosphorus bronze

ring cast on a iron hub. The chemical composition of the material is presented in Table 4.

Table 4. Alloy composition[%] of CuSn10P bronze.

Sn	Pb	Mn	Al	P	Zn
9,0 - 11,0	-	-	-	0,8 - 1,2	-

The manufacturing process was mostly traditional besides the tooth cutting operation. The tooth cutting was done on a five-axis Haas VF-2 mill with universal cylindrical and spherical end mills.

4.3. Preparing the test bench

The assembled gearboxes, after filling it with Synlube CLP 220 oil, underwent further test on the loading test bench. The effect of tooth profile on the operating parameters of the gearbox were assessed, where the primary inductor was selected to be gearbox efficiency. The test bench trials were conducted for one gearbox size with an axis base of 80mm. The selected gear set parameters enabled testing in a commercial gearbox housing.

The efficiency tests were also done for the commercial gearbox. The aim was to compare the results of the manufactured gear sets with the mass produced gearbox with comparable parameters. The gear ratio of the commercial gearbox was 31 using a ZK1 worm screw profile. Efficiency testing was done following a break in period of 400 hours. This process was conducted at 1000 RPM and load that results in operating temperatures around 65°C. The efficiency measurements were done at constant worm screw RPM of 1400 RPM and ambient temperature of 23°C. The load level was gradually increased. After every change and when the temperature stabilized, an efficiency measurement was done. The trails were ended when the gearbox oil temperature reached 110°C.

5. Results

The efficiency test results (solid line) and temperature measurements (dashed line) of the gearbox is presented in fig. 6.

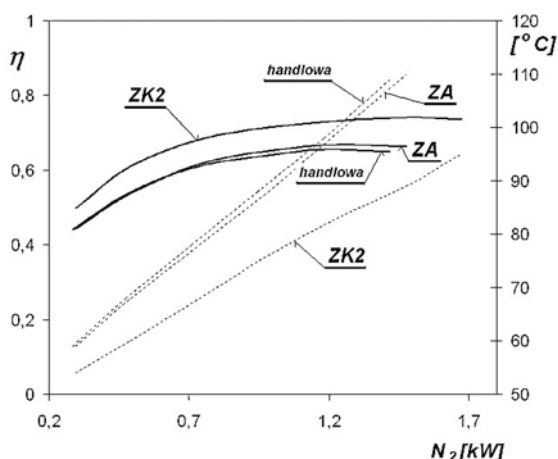


Fig. 6. Gearbox efficiency as a function of load

Comparing the characteristics of the graph (fig. 6), it shows that the efficiency and load carry carrying capacity of the ZK2 gearbox is the greatest. This phenomenon was noticeable during the break in period, when the gearbox with the concave profile had 20% greater load while maintaining the same temperature levels. The efficiency of the commercial gearbox in comparison to the gearbox with Archimedes' screw, besides the similarities of both worm screws, is significantly

smaller. This probably results from lesser stiffness of the commercial worm drive, which due to the high gear ratio had a smaller diameter. The temperature characteristics show that the main limiting factor of the Archimedes' screw and commercial gearboxes was temperature. Only the concave profile gearbox did not reach the temperature barrier and could undergo greater loads. Further tests exceeded the possibilities of the brake. The test range was sufficient, which can be observed by the extremes in efficiency.

The greater load carrying capacity of the ZK2 concave profile in comparison to the Archimedes' screw can be confirmed by Hertz's theory. Using a specially developed program, calculations were done to find the product value of the contact line curve and reduced curvature radius of the gearbox teeth. The results of these calculations are presented in fig. 7.

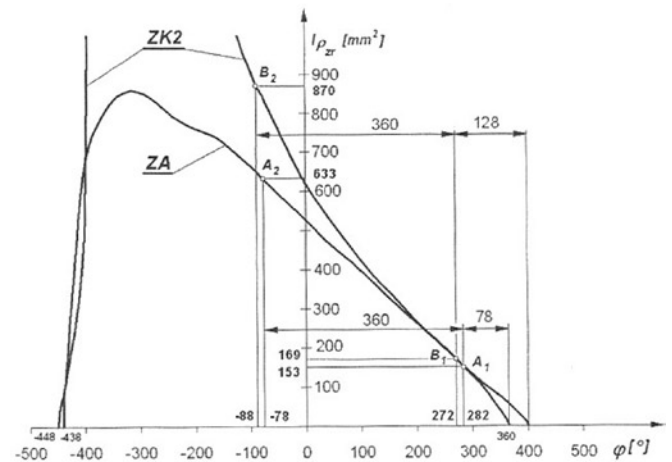


Fig. 7. The dependency of contact line length and curvature radius from worm screw rotation

To maintain the readability of the graph, part of the ZK2 parameter product values were excluded because they reached a few thousand. In the area of decoupling the separation between the lines is lesser, and even comparable. The resulting characteristics show that the meshing area for ZK2 worm screw gearbox is greater than Archimedes' screw drives. The complete meshing indicator for ZK2 is 2355 while ZA is 2216. In relation to the load carrying capacity, the greatest pressure occurs at points with two pair engagement with the lowest contact line length and reduced curvature radius product. For ZA gearbox these are A1 and A2, while B1 and B2 for ZK2. The total product value for the ZA worm screw is 786mm², while it was 1039mm² for the ZK2 worm screw. In conclusion, this illustrates the greater load carrying capacity of the ZK2 worm screw compared to the ZA worm screw.

6. Conclusion

Besides long standing use of worm drives, the majority is manufactured using a profile that is easy to shape. These are mostly involute worm screws or conically shaped ZK1 that have a helical thread shaped by a hobbing tool with a linear profile.

The trails show that convex profiles do not ensure a gearbox with maximum power transmission or efficiency. This is evidenced by the greater efficiency and load carrying capacity of new concave ZK2 profile worm screws, which illustrate their usefulness. It should be noted that the test bench trials were conducted on a basic variant of the gearbox. Modifying the parameters of the gearbox can additionally affect an increase in usage indicators, which require further experimental trails.

The confirmed increase in usage parameters of the concave worm screw gearbox can lead to its widespread production and use. The higher efficiency of the gearbox results in lower operating costs.

References

1. Albu S C. Roughing helical flanks of the worms with frontal – cylindrical milling tools on NC lathes. *Procedia Technology* 2014; 12: 448–454, <https://doi.org/10.1016/j.proctecy.2013.12.513>.
2. Albu S C, Bolos V. Considerations regarding a new manufacturing technology of cylindrical worms using NC lathes. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics* 2013; II (56).
3. ANSI/AGMA 6022-C93 (R2014), Design manual for cylindrical wormgearing, 2014.
4. Chen K Y, Tsay CH B. Mathematical model and worm wheel tooth working surfaces of the ZN-type hourglass worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 2009; 44: 1701–1721, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.02.003>.
5. Crosher W P. Design and Application of the Worm Gear. Bratislava: SME Press, 2002, <https://doi.org/10.1115/1.801780>.
6. Czerniec M, Kielbiński J. Calculation method longevity of worm gear with evolventary worm. *Tribologia* 2013; 2: 31–43.
7. Czerniec M, Kielbiński J. The investigation method of kinetics wear of a worm gear with an archimedean worm. *Tribologia* 2009; 3: 31–39.
8. Czerniec M, Kielbiński J, Czerniec J. The Effect of teeth correction in an Archimedes worm gear on the contact strength, wear, and life the worm gear teeth. *Tribologia* 2017; 1: 31–34.
9. DIN 3976 – Zylinderschnecken. Zuordnung von Achsabstanden und Übersetzungen in Schneckeradsätzen.
10. Dong L, Liu P, Wei W, Dong X, Li H. Study on ZI worm and Helical gear drive with large transmission ratio. *Mechanism and Machine Theory* 2014; 74: 299–309, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.12.014>.
11. Elforjani M, Mba D, Muhammad A, Sire A. Condition monitoring of worm gears. *Applied Acoustics* 2012; 73 (8): 859–863, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2012.03.008>.
12. Fang H S, Tsay C B. Mathematical model and bearing contacts of the ZN – type worm gear set cut by oversize hob cutters. *Mechanism and Machine Theory* 2000; 35: 1689–1708, [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00024-0](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00024-0).
13. Fontanari V., Benedetti M., Girardi Ch., Giordanino L. Investigation of the lubricated wear behavior of ductile cast iron and quenched and tempered alloy steel for possible use in worm gearing. *Wear* 2016; 350–351: 68–73. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.01.006>
14. Fontanari V, Benedetti M, Straffelini G, Girardi Ch, Giordanino L. Tribological behavior of the bronze - steel pair for worm gearing. *Wear* 2013; 302: 1520–1527, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.01.058>.
15. ISO/TR 14521:2010, Gears - calculation of load capacity of worm gears, 2010.
16. Kacalak W, Budniak Z, Szafraniec F. Analysis of the forming process of conical - like helical surfaces with roller tools. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering* 2017; 22 (1): 101–110, <https://doi.org/10.1515/ijame-2017-0006>.
17. Litvin F L, Yukishima K, Hayasaka K, Gonzalez–Perez I, Fuentes A. Geometry and investigation of Klingenberg-type worm gear drive. *Journal of Mechanical Design* 2007; 129: 17–22, <https://doi.org/10.1115/1.2359477>.
18. Łazarz B, Wojnar G, Czech P. Early fault detection of toothed gear in exploitation conditions. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011; 1: 68–77.
19. Marciniak T. Cylindrical worm drive. Warszawa: Handbook. PWN Press, 2013, (in Polish).
20. Marciniak T. Obciążalność ząbienia przekładni ślimakowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, nr 934, Łódź 2004.
21. Nieszporek T, Boca V. A new method of manufacturing the worm gear with concave profile. *Annals of MTeM for 2011 & Proceedings of the 10th International Conference* 2011: 218–221.
22. PN–93/M–88527 – Przekładnie i reduktory ślimakowe walcowe ogólnego przeznaczenia. Parametry podstawowe.
23. PN–93/M–88509/03 – Przekładnie zębate. Przekładnie ślimakowe. Terminologia i oznaczenia.
24. Shao Y, Li X, Mechefske V K, Chen Z. Rear axle gear damage prediction using vibration signal preprocessing coupled with RBF neural networks. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2009; 4: 57–64.
25. Simon V. Load Distribution in cylindrical worm gear. *Journal of Mechanical Design* 2003; 125(2): 356–364, <https://doi.org/10.1115/1.1561043>.
26. Simon V. Load Distribution in double enveloping worm gears. *Journal of Mechanical Design* 1993; 115: 496–501, <https://doi.org/10.1115/1.2919217>.
27. Simon V. Stress analysis in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanism and Machine Theory* 1996; 31: 1121–1130, [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(96\)84603-9](https://doi.org/10.1016/0094-114X(96)84603-9).
28. Skoczylas L, Pawlus P. Geometry and machining of concave profiles of the ZK – type worm thread. *Mechanism and Machine Theory* 2016; 95: 35–41, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.08.017>.
29. Tsay C B, Jeng J W, Feng H S. A mathematical model of the ZE-type worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 1995; 30: 777, [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(95\)00006-K](https://doi.org/10.1016/0094-114X(95)00006-K).
30. Waqar T, Demetgul M. Thermal analysis MLP neural network based fault diagnosis on worm gears. *Measurement* 2016; 86: 56–66, <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.02.024>.

Leszek SKOCZYŁAS**Dawid WYDRZYŃSKI**

Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics

Rzeszów University of Technology

al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, Poland

E-mails: lsktmiop@prz.edu.pl, dwydrzynski@prz.edu.pl

Dr hab. inż. Leszek Skoczylas, prof. PRz

Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics
Rzeszow University of Technology
al. Powstańców Warszawy 12, 35 – 959 Rzeszów, Poland
E-mail: lsktmiop@prz.edu.pl

Dr inż. Dawid Wydrzyński

Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics
Rzeszow University of Technology
al. Powstańców Warszawy 12, 35 – 959 Rzeszów, Poland
E-mail: dwydrzynski@prz.edu.pl

Badania eksploatacyjne przekładni ślimakowej z wklęsłym zarysem ZK2

Słowa kluczowe: *przekładnia ślimakowa, ślimak, ślimacznicza, zarys wklęsły ZK2*

Streszczenie: W artykule przedstawiono badania eksploatacyjne przekładni ślimakowych. Badaniom stanowiskowym poddano trzy przekładnie. Dwie z nich zostały wykonane nową technologią z wykorzystaniem stożkowych narzędzi trzpieniowych. Różnica pomiędzy nimi dotyczyła wyłącznie zarysu kół. Zastosowano przekładnie ze ślimakiem ZK2 o wklęsłym zarysie oraz ślimakiem Archimedesesa. Trzecią badaną przekładnią była przekładnia handlowa ze ślimakiem ZK1. Z porównania otrzymanych charakterystyk wynika, że sprawność i obciążalność przekładni ze ślimakiem ZK2 jest najwyższa. Wyższa nośność przekładni z wklęsłym zarysem ZK2 w stosunku do zarysu Archimedesesa znajduje potwierdzenie w teorii Hertza. Uzyskane charakterystyki pokazują, że obszar zazębienia dla przekładni ze ślimakiem ZK2 jest większy w porównaniu z przekładnią Archimedesesa. Potwierdzony wzrost wskaźników eksploatacyjnych przekładni ze ślimakiem o zarysie wklęsłym może przyczynić się do powszechnej ich produkcji i stosowania. Wyższa sprawność przekładni to zarazem niższe koszty jej eksploatacji.

1. Wprowadzenie

Przekładnie ślimakowe należą do grupy przekładni śrubowych o osiach wchrowatych. W porównaniu z innymi rodzajami przekładni zębatych charakteryzują się możliwością uzyskiwania dużych przełożeń oraz korzystnymi warunkami przenoszenia dużych obciążeń przy zwartej budowie. Z kolei kinematyka pracy w porównaniu do innych przekładni charakteryzuje się wysokim udziałem poślizgu w zazębieniu związanym z jednoczesnym zazębieniem większej liczby zębów. Ze względu na przenoszone obciążenia i charakter współpracującej pary kół szczególną uwagę zwraca się na zjawiska towarzyszące ich pracy, mające znaczny wpływ na zużycie w trakcie eksploatacji [3, 5, 15, 19]. Chodzi tutaj głównie o różne formy zużycia takie jak: złamanie zęba, wżery zmęczeniowe i zużycie ściernie. W szerszym ujęciu zwraca się również uwagę na ugięcie ślimaka oraz wydzielające się ciepło, będące wynikiem małej sprawności przekładni. Wśród czynników wpływających na zużycie, przy prawidłowo zaprojektowanej i właściwie eksploatowanej przekładni ślimakowej, najistotniejszą rolę odgrywa zużycie ściernie zębów ślimaczniczy oraz powierzchniowe zużycie

zmęczeniowe. Do czynników wpływających na zużycie ściernie, poza obciążeniem, należy zaliczyć: kierunek i prędkość poślizgu międzyzębnego oraz jakość powierzchni zębów kół.

Szerokie zastosowanie przekładni ślimakowych zaowocowało zwiększeniem liczby opracowań związanych z tą tematyką. Liczne opracowania dotyczą zagadnień materiałowych i ich wpływu na warunki współpracy pary zębatej. Ze względu na znaczną przewagę poślizgu nad obtaczaniem w zazębieniu ślimakowym występuje konieczność stosowania takich materiałów na ślimak i ślimacnicę, które zapewniają niski współczynnik tarcia. Fontanari i współautorzy [14] prezentują mechanizm zużycia tribologicznego pary zębatej wykonanej w konfiguracji stal-brąz. Przeprowadzone badania wykazały iż, zidentyfikowane zjawiska zużycia są zależne od zastosowanego obciążenia przekładni. Również Fontanari i współautorzy [13] opisują możliwość zastosowania na koła zębate żeliwa sferoidalnego i stali hartowanej. Autorzy zaobserwowali zmiany w zniszczeniu próbek w wyniku pitting. Zarówno sposób smarowania jak mikrostruktura materiału wykazały silny wpływ na inicjację i propagację pęknięć. Z kolei Simon [25–27] analizują rozkład obciążeń w przekładni ślimakowej w skojarzeniu stal-brąz, proponują aby dyskretyzować linie przylegania na małe segmenty, co pozwoli na obliczanie rozkładu naprężeń i zwiększenie parametrów eksploatacyjnych.

Oprócz badań na temat rozwiązań materiałowych czy też symulacji zużycia i rozkładu naprężeń w zazębieniu liczne badania dotyczą kształtu zęba jak również analizy zazębienia. Chen i Tsay [4] według opracowanego modelu matematycznego analizują geometrię i zazębienie zarysu ZN w przekładni ślimakowej w porównaniu do zarysu ZA. Opracowany model matematyczny umożliwia zbadanie możliwości dalszych badań w zakresie analizy wrażliwości, błędów kinematycznych oraz analizy naprężeń kontaktowych. Pozyskane dane są przydatne do projektowania i wytwarzania oraz doboru parametrów eksploatacyjnych przekładni. Skomputeryzowane podejście do wyznaczania powierzchni kontaktu i badania zazębienia w przekładni walcowej Klingenberga zostało przedstawione przez Litvina i współautorów [17]. Przedstawiona teoria pozwala na zmniejszenie czułości błędów względem niewspółosiowości. Dong i współautorzy [10] opisuje metody projektowania ślimaka ZI, analizując błędy montażowe w przekładni ślimakowej. Autorzy przedstawiają opracowaną metodę projektowania napędu w której, zwracają uwagę na parametry ślimaka których dobór w odpowiednim zakresie powoduje niewielkie przesunięcie linii styku w wyniku błędów montażowych. Tsay i współautorzy [29] prezentują model matematyczny zazębienia ZE ślimaka walcowego przygotowany w środowisku CAD.

Nie tylko zagadnienia związane z geometrią są podejmowane w publikacjach ale również metody wytwarzania. Niestety tematyka ta skupia się głównie wokół wykorzystania frezów ślimakowych do obróbki kół przekładni ślimakowej. Wykorzystanie freza ślimakowego do obróbki ślimacznicy przedstawili w pracy Fang i Tsay [12]. Zaproponowali model matematyczny ślimaka o zarysie ZN oparty na mechanizmie i parametrach obróbki freza ślimakowego. Liczne publikacje poświęcone są obróbce ślimaków z wykorzystaniem uniwersalnych obrabiarek CNC. Nieszporek i Boca [21] analizują sposób obróbki ślimaka z wykorzystaniem freza kulistego, takie podejście pozwala na uzyskanie dowolnych zarysów niezależnych od zarysu narzędzia. Z kolei Albu [1] oraz Albu i Bolos [2] opracowali podejście do tworzenia ścieżek narzędzia do obróbki ślimaka z wykorzystaniem frezów walcowo-czołowych z wykorzystaniem tokarki CNC. Kacalak i współautorzy [16] opracowują metodologię analizy i modelowania technologii szlifowania powierzchni śrubowych z wykorzystaniem sytemów CAD/CAM oraz Matlab. Opracowana metodologia pozwala przeprowadzić testy symulacyjne w celu określenia dokładności szlifowania z uwzględnieniem odchyłek położenia oraz kształtu układu jak również bicia zarówno wrzeciona jaki przedmiotu obrabianego.

W przekładniach ślimakowych oprócz ślimaków o zarysach ZA, ZN, ZI oraz ZK wykorzystywane są ślimaki o zarysie wklęsłym [23]. Wichrowate ustawienie narzędzia

o prostoliniowym zarysie pozwala na ukształtowanie tego typu zarysu. Skoczylas i Pawlus [28], przedstawili możliwość kształtowania ślimaków o zarysie wklęsłym z wykorzystaniem specjalnego oprzyrządowania. Wykazali, przewagę przekładni z ślimakiem o zarysie wklęsłym nad zarysem prostoliniowym. W zarysach wklęsłych możliwe jest przenoszenie wyższych obciążeń przy mniejszych wartościach naprężeń k_H na powierzchni zwoju.

Praktycznie nie występują publikacje związane z badaniem właściwości eksploatacyjnych w przekładniach ślimakowych. Czerniec i współautorzy [8] przedstawiają metodę oceny obliczeniowej wpływu korekcji uzębienia przekładni ślimakowej ze ślimakiem Archimedesesa na wytrzymałość stykową, zużycie oraz trwałość zębów koła ślimakowego. W wyniku badań ustalają prawidłowości wpływu korekcji na parametry kontaktu oraz kontaktu tribologicznego. Czerwiec i Kiełbiński opracowują metody badania kinematyki zużywania przekładni ślimakowej ze ślimakiem Archimedesesa [7]. W oparciu o metodę autorską badania kinetyki zużywania materiałów przy tarciu ślizgowym przedstawiają metodę oszacowania trwałości zużyciowej przekładni ślimakowych ze ślimakiem Archimedesesa. Na podstawie rozwiązania numerycznego określono charakter zależności resursu przekładni od zużycia. Również Czerwiec i Kiełbiński przedstawiają metodę obliczeniową trwałości przekładni ślimakowej ze ślimakiem ewolwentowym [8]. W wyniku rozwiązania numerycznego określono charakter zależności trwałości przekładni od zużycia liniowego zębów ślimacznicy. Ustalili prawidłowości zmiany zużycia zębów ślimacznicy wzdłuż zarysu, maksymalnych nacisków stykowych, prędkości poślizgu itp. Przebadano wpływ modułu oraz wskaźnika średnicowego na wskazane parametry. Z kolei Waqar i Demetgul [30] wykorzystują transformatę Furiera oraz sieci neuronowe do diagnozowania uszkodzeń elementów zębatych w przekładni ślimakowej. Wibracje oraz sygnały dźwiękowe powstałe podczas eksploatacji przekładni są wychwytywane za pomocą zastosowanych czujników. Dane są następnie wykorzystywane w celu uczenia sieci. Również zastosowanie sieci neuronowych do prognozowania uszkodzeń układu napędowego wykorzystują Shao i współautorzy [24]. W celu zredukowania zmienności drgań i zwiększenia trafności przewidywania trwałości resztkowej przekładni, zaproponowano metodę predykcyjną, która łączy sieć neuronową o radialnych funkcjach bazowych i rekurencyjne przetwarzanie wstępne. Wyniki badań pokazują, że prezentowana metoda może pozwolić na udoskonalenie tradycyjnych metod predykcyjnych. Wykorzystywane techniki badawcze są skuteczne do wyodrębnienia przydatnych właściwości eksploatacyjnych. Wczesne pozyskanie informacji o postępujących procesach degradacyjnych pozwala to na zaplanowanie we właściwym czasie niezbędnych przeglądów oraz napraw, zwiększając w ten sposób niezawodność wszystkich elementów łańcucha kinematycznego. Opracowanie metod pozwalających na wczesną identyfikację uszkodzeń zębów w postaci pittingu powierzchni roboczych, wykruszenia wierzchołka, pęknięcia u podstawy zęba oraz częściowego wyłamania stało się tematyką badań Łazarz i współautorów [18]. Dokonali oni oceny efektywności wybranych metod przetwarzania sygnałów wibroakustycznych w procesie wykrywania uszkodzeń kół zębatych przy jednoczesnym występowaniu uszkodzeń łożyskowania przekładni pracujących w różnych warunkach. Wstępnie przetworzone sygnały drganiowe analizowane w dziedzinie czasu i częstotliwości stanowiły podstawę do opracowania miar diagnostycznych wrażliwych na wczesne stadia uszkodzeń zęba. Elforjani i współautorzy [11] wykazują, iż zastosowanie technik emisji akustycznej oferuje lepszą zdolność diagnostyki przekładni ślimakowej podczas eksploatacji niż analiza drgań. Monitorowanie badań wykazało, że parametry emisji akustycznej oraz energia są bardziej niezawodne, trwałe i podatne na wykrycie defektów niż odpowiednie parametry wibracji.

Literatura dotycząca przekładni ślimakowych, zawiera wiele pozycji traktujących te zagadnienia czysto teoretycznie. Opracowania w tym zakresie opisują zagadnienia matematyczne związane analizą geometrii zazębienia przekładni ślimakowych ze ślimakiem o różnych zarysach. Bardzo mało uwagi poświęcone jest możliwości kształtowania zarysów

wklęsłych, które wykazują znaczną przydatność w poprawie parametrów eksploatacyjnych przekładni. W opisach metod obróbki brak jest również informacji na temat zagadnień produkcyjnych, związanych z efektami zarówno w zakresie jakości powierzchni, jak też dokładności wykonania powierzchni roboczej. Również, znikoma ilość publikacji porusza zagadnienia związane z analizą właściwości eksploatacyjnych przekładni ślimakowej ze ślimakami o różnych zarysach, co ma kluczowe znaczenie dla trwałości i niezawodności współpracujących elementów zębatych.

2. Wpływ geometrii zwoju ślimaka na problemy eksploatacyjne przekładni

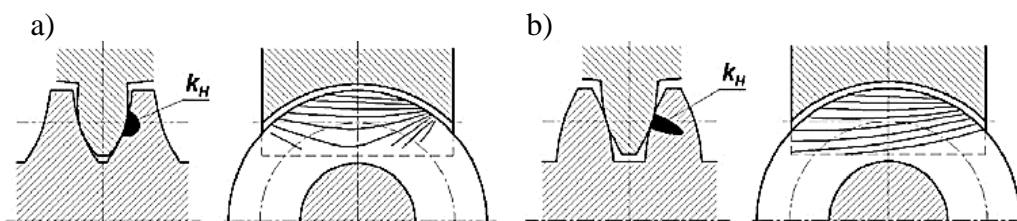
Rozpatrując zużycie zmęczeniowe, czynniki wymienione przy zużyciu ściernym (obciążenie, materiał kół) należy uzupełnić o krzywiznę zębów oraz długość linii styku. Można zauważyć, że niektóre z wymienionych czynników zależne są od geometrii uzębienia ślimaka i ślimacznicy. Złe wykonanie ślimaka decyduje o przyspieszonym zużyciu zębów ślimacznicy, czego wynikiem jest degradacja ślimacznicy przedstawiona na rys. 1.



Rys. 1. Zniszczenie zębów ślimacznicy powstałe na skutek nadmiernego obciążenia.

Kształt zębów bezpośrednio decyduje o przebiegu linii styku, jej długości i ułożeniu względem prędkości poślizgu. W konsekwencji wpływa to na warunki smarowania w obszarze styku, sprawność i zużycie przekładni. Kształt zębów decyduje również o zastępczym promieniu krzywizny, parametrze istotnym ze względu na wielkość naprężeń stykowych. Dlatego też odpowiedni dobór kształtu uzębienia kół znacząco wpływa na wskaźniki eksploatacyjne przekładni.

Znaczne możliwości w zakresie sterowania kształtem powierzchni śrubowej ślimaka tkwią w wichrowatym ustawieniu narzędzia trzpieniowego w stosunku do osi ślimaka. Kształt zarysu jest wynikiem właśnie odpowiedniego ustawienia narzędzia. Zalety zarysu wklęsłego w stosunku do zarysu wypukłego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Styk zębów przekładni ślimakowej: a) dla zarysu wklęsłego, b) dla zarysu wypukłego.

Większa obciążalność przekładni z wklęsłym zarysem ślimaka wynika głównie z mniejszej wartości naprężeń stykowych na powierzchni zębów kół. Ponadto większy kąt pomiędzy linią styku a obwodową prędkością ślimaka sprzyja smarowaniu przestrzeni styku.

Maksymalne naprężenia wywołane stykiem walców zapisujemy wzorem (1) [20]:

$$k_H = \frac{F_N}{2L\rho_{zr}} \quad (1)$$

gdzie: F_N – siła normalna w punkcie styku, L – długość styku, ρ_{zr} – zredukowany promień krzywizny stykających się powierzchni.

Z zależności tej wynika, że przy założonej wartości siły normalnej wielkość nacisku zależy od iloczynu długości styku i zredukowanego promienia krzywizny walców. Obszar przypoju kół przekładni ślimakowej charakteryzuje się dużą zmiennością. Linia styku zębów wraz ze zmianą promienia krzywizny zmienia swój kształt i długość, natomiast wartości zredukowanego promienia krzywizny zmieniają się nawet wzdłuż rozpatrywanej linii styku. Nośność przekładni będzie więc zdeterminowana minimalną wartością iloczynu wymienionych parametrów (wymaga to przeprowadzenia obliczeń w całym obszarze zazębienia).

3. Charakterystyka badanych zarysów ślimaków

Badaniom stanowiskowym poddano trzy przekładnie. Dwie z nich zostały wykonane nową technologią z wykorzystaniem stożkowych narzędzi trzpieniowych. Różnica pomiędzy nimi dotyczyła wyłącznie zarysu kół - stosowano przekładnie ze ślimakiem ZK2 o wklęsłym zarysie oraz ślimakiem Archimedes. Trzecią badaną przekładnią była przekładnia handlowa ze ślimakiem ZK1. Podstawowe parametry badanych kół, zgodnie z wytycznymi norm [9, 22], zestawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Parametry badanych kół przekładni ślimakowej

L.p.	Parametr	Wartość
Ślimak		
1	Moduł osiowy	4 mm
2	Wskaźnik średnicowy	10
3	Liczba zwojów	1
4	Współczynnik wysokości głowy zwoju	1
5	Współczynnik wysokości stopy zwoju	1.2
6	Osiowy kąt zarysu	20°
7	Kąt wzniosu linii śrubowej	5.7106°
Ślimacznica		
8	Liczba zębów	30
9	Współczynnik korekcji uzębienia	0
10	Współczynnik wysokości głowy zęba	1
11	Współczynnik wysokości stopy zęba	1.2
12	Występ uzębienia	2mm
13	Szerokość	30mm

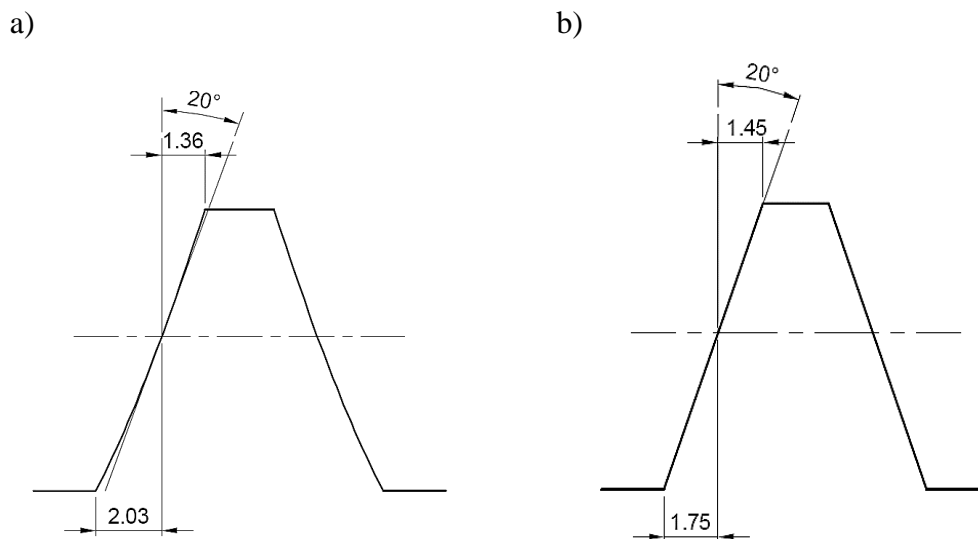
Ukierunkowanie prac badawczych na zarys ZK2 wynikało głównie z dużych możliwości wpływu wichrowatego ustawienia narzędzi trzpieniowych na kształt zarysu zwoju ślimaka, w tym na kształt zarysów wklęsłych. Zakładając stały osiowy kąt zarysu ślimaka, przeprowadzono obliczenia wklęsłego zarysu ślimaka ZK2 o parametrach przedstawionych w tab. 1. Parametry narzędzia oraz kąty jego ustawienia w poszczególnych przypadkach

kształtowania oraz kąt zarysu oraz promień krzywizny zwoju na średnicy podziałowej uzyskanego ślimaka przedstawiono w tab. 2

Tab. 2. Parametry pilnika i kąty ustawienia.

Typ zarysu	Narzędzie				Ślimak	
	α_N	d_N	ϕ_N	χ_N	α_o	ρ_2
	[°]	[mm]	[°]	[°]	[°]	[mm]
wklęsły	8	5	-36	9,92	20	85,1
prostoliniowy	8	5	12	90	20	-

Ustawienie narzędzia względem osi ślimaka dobrano tak, aby uzyskany zarys ślimaka był maksymalnie wklęsły i by jednocześnie przy zazębieniu ze ślimacznica nie występowało zjawisko podcięcia zębów. Aby dokładniej zobrazować zmiany kształtu zarysu ZK2, na rys. 2 przedstawiono wraz z zarysem wklęsłym zarys Archimedes (ZA). Na rys. 6.3a widać wyraźną różnicę w kształcie zarysu wklęsłego w porównaniu do zarysu prostoliniowego przedstawionego na rys. 6.3b.



Rys. 2. Osiowy zarys zwoju: a) zarys wklęsły, b) zarys prostoliniowy.

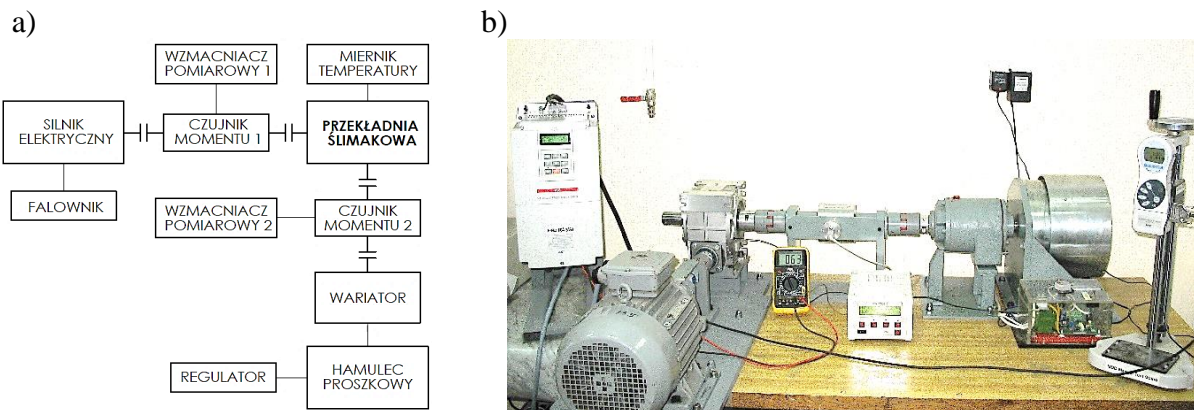
Charakterystyczne wymiary odpowiadają średnicom wierzchołkowej i dna wrębu. W żadnym z omawianych przypadków kąt zarysu zwoju nie odpowiada kątowi zarysu narzędzia i wynosi 20°.

4. Materiały i metody badań obciążeniowych przekładni

4.1. Stanowisko badawcze

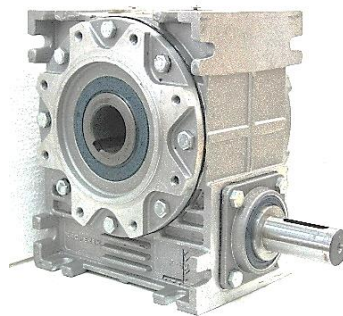
Złożoność zjawisk charakteryzujących zazębienie przekładni ślimakowych sprawia, że najbardziej obiektywną oceną wpływu zarysu ślimaka na parametry eksploatacyjne przekładni są badania obciążeniowe. W tym celu przygotowano stanowisko badawcze

z wykorzystaniem rzeczywistej przekładni ślimakowej. Schemat blokowy oraz wykonane stanowisko przedstawia rys. 2.



Rys. 3. Stanowisko do badań obciążeniowych przekładni:
a) schemat stanowiska, b) widok rzeczywisty.

Konstrukcja stanowiska zakłada, że w trakcie badań wymianie będą podlegały tylko pary kół zębatach różniące się geometrią uzębienia. Do wielkości przekładni dobrano odpowiedni układ napędowy i pomiarowy. Zastosowany handlowy korpus przekładni został odpowiednio dostosowany, aby możliwa była wizualna obserwacja stanu kół zębatach przekładni oraz pomiar temperatury oleju. Korpus przekładni (rys. 3) jest wykonany ze stopu aluminium o rozstawie osi kół 80mm. Materiał korpusu jest standardowo stosowany w produkcji seryjnej dla tej grupy wymiarowej.



Rys. 4. Badana przekładnia ślimakowa.

Do napędu stanowiska wykorzystano trójfazowy silnik indukcyjny o mocy 4kW i znamionowej prędkości 2815obr/min. Do sterowania silnika, wykorzystano przemiennik częstotliwości (falownik). Falownik pozwala na sterowanie skalarne z liniową charakterystyką U/f , jak również bezczujnikowe oraz czujnikowe sterowanie wektorowe, momentowe oraz prędkościowe. Element obciążający stanowił hamulec proszkowy o mocy rozproszenia 2kW. Moment obrotowy hamulca jest proporcjonalny do prądu cewki elektromagnesu regulowanego układem elektronicznym. Charakterystyka hamulca pozwala na ciągłą pracę z poślizgiem, dzięki czemu stanowisko może być wykorzystywane do badań długookresowych. Ze względu na zakładaną prędkość wyjściową badanej przekładni ślimakowej, niższą od zalecanej prędkości roboczej hamulca (50obr/min), stanowisko zostało wyposażone w dodatkową przekładnię zębatą pełniącą funkcję wariatora. Połączenie wszystkich wałów układu napędowego i obciążającego zrealizowano za pomocą sprzęgieł skrętnie elastycznych typu Rotex (KTR).

Przygotowując stanowisko, założono pomiar momentu obrotowego na wejściu i wyjściu badanej przekładni ślimakowej oraz pomiar temperatury pracy. Pomiar momentu pozwalają na monitorowanie obciążenia przekładni, a także na obliczenie strat mocy. Do pomiarów momentu

obrotowego zastosowano momentomierz z czujnikiem momentu. Połączenie obu momentomierzy z komputerem umożliwia elektroniczną rejestrację wartości momentów na wejściu i wyjściu badanej przekładni. Pomiar temperatury pracy realizowany jest za pomocą czujnika rezystancyjnego, zamontowanego w obudowie przekładni.

Przedstawione stanowisko badawcze przygotowane jest głównie do badań określonej wielkości przekładni ślimakowych, przy czym jego modułowa budowa pozwala także na szybką adaptację do badań przekładni o innych parametrach konstrukcyjnych.

4.2. Obiekt badań

Wykonanie kół zębatach umożliwia przeprowadzenie badań eksperymentalnych przekładni. Wykonano dwa zarysy ślimaka, kształtowane w podobnych warunkach; obróbką wykończeniową narzędziami trzpieniowymi. Ślimaka wykonano ze stali 42CrMo4 do ulepszenia cieplnego. Skład chemiczny wybranej stali przedstawiono w tab. 3. Wybrana stal przeznaczona jest na elementy maszyn o bardzo dużej wytrzymałości i ciągliwości, części narażone na zmienne obciążenia np.: osie, wały korbowe, koła zębata, tarcze, wirniki, dźwignie, popychacze itp.

Tab. 3. Składniki stopowe [%] w stali 42CrMo4.

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo	W	V	Co	Cu
0,38 – 0,45	0,4 – 0,7	0,17 – 0,37	max 0,035	max 0,035	0,8 – 1,2	max 0,3	0,15 – 0,25	max 0,2	max 0,05	-	max 0,25

Proces technologiczny zawierał wykonanie nakiełków, obróbkę zgrubną, kształtującą, ulepszenie cieplne, poprawienie nakiełków, a także wykończeniową uzwojenia oraz czopów pod łożyska i sprzęgło. Obróbka cieplna zawierała hartowanie w temperaturze 840°C z chłodzeniem w oleju oraz odpuszczanie w temperaturze 550°C również z chłodzeniem w oleju. W wyniku obróbki uzyskano twardość 55HRC. Obróbkę wykończeniową przeprowadzono na obrabiarce pięcioosiowej Haas VF – 2.

Współpraca ślimaków o zarysie wklęsłym i prostoliniowym wymaga ukształtowania dwóch rodzajów ślimacznicy. Półfabrykat na ślimacznicy, był niejednorodny i składał się z otoczki z brązu cynowo – fosforowego CuSn10P, odlanej na żeliwnej piasku. Skład chemiczny wybranej stali przedstawiono w tab. 4.

Tab. 4. Składniki stopowe [%] w brązie cynowo – fosforowego CuSn10P.

Sn	Pb	Mn	Al	P	Zn
9,0 – 11,0	-	-	-	0,8 – 1,2	-

Proces obróbki miał typowy przebieg, z wyjątkiem operacji nacięcia zębów. Operację nacięcia uzębienia przeprowadzono na obrabiarce pięcioosiowej Haas VF – 2. Z wykorzystaniem uniwersalnych frezów walcowo – czołowych oraz kulistych.

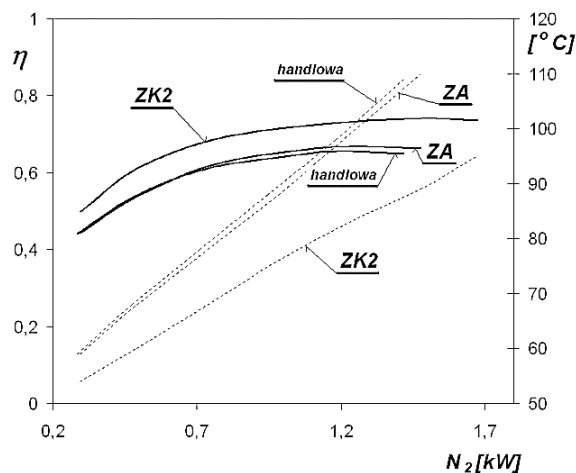
4.3. Przygotowanie stanowiska badawczego

Zmontowane przekładnie po zalaniu olejem Synlube CLP 220 poddano dalszym badaniom na stanowisku obciążeniowym. Oceniano wpływ kształtu zarysu ślimaka na właściwości eksploatacyjne przekładni, gdzie jako kryterium wybrano sprawność przekładni. Badania stanowiskowe przeprowadzono dla jednej wielkości przekładni ślimakowej o odległości osi 80mm. Przyjęte parametry kół pozwalały na wykorzystanie w badaniach handlowego korpusu przekładni.

Badaniom sprawności poddano dodatkowo przekładnie handlową. Celem było porównanie wyników uzyskanych dla wykonanych przekładni z wynikami dla przekładni produkowanych seryjnie o porównywalnych parametrach. Przełożenie przekładni handlowej wynosiło 31 a zarys ślimaka ZK1. Pomiar sprawności badanych przekładni poprzedzał okres docierania wynoszący 400 godzin. Docieranie prowadzono przy prędkości 1000 obr/min i takim obciążeniu, przy którym temperatura pracy przekładni kształtowała się na poziomie 65°C. Pomiar sprawności odbywał się przy stałej prędkości obrotowej ślimaka wynoszącej 1400 obr/min w temperaturze otoczenia 23°C. Zmianie podlegało stopniowo zwiększane obciążenie. Po każdej zmianie i ustabilizowaniu się temperatury przekładni dokonywano pomiaru sprawności. Badania przerywano gdy temperatura oleju przekładni dochodziła do 110°C.

5. Wyniki badań

Wyniki pomiarów sprawności (linia ciągła) oraz temperatury (linia przerywana) badanych przekładni przedstawiono na rysunku 4.

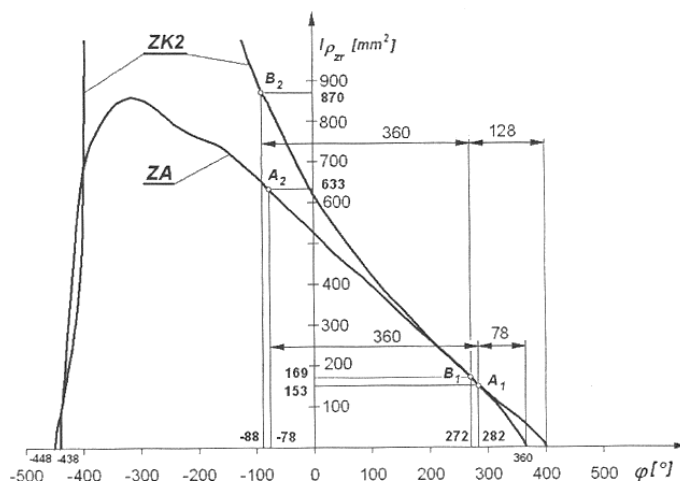


Rys. 4. Sprawność badanych przekładni w funkcji obciążenia

Z porównania charakterystyk (rys. 4) wynika, że sprawność i obciążalność przekładni ze ślimakiem ZK2 jest najwyższa. To zjawisko było już zauważalne na etapie docierania, gdzie przekładnia z wklęsłym zarysem przy zachowaniu tego samego poziomu temperatury, była obciążona momentem o ok. 20% większym niż pozostałe przekładnie. Sprawność przekładni handlowej w porównaniu z przekładnią ze ślimakiem Archimedes, pomimo podobieństwa zarysu obu ślimaków, jest nieznacznie mniejsza. Prawdopodobną tego przyczyną może być mniejsza sztywność ślimaka handlowego, który ze względu na wyższe przełożenie przekładni miał mniejszą średnicę. Z charakterystyk temperaturowych wynika, że głównym ograniczeniem dalszego zwiększania obciążenia przekładni ze ślimakiem Archimedes i handlowej jest wysoka temperatura. Tylko przekładnia ze ślimakiem o wklęsłym zarysie bariery temperaturowej nie przekroczyła i mogła być poddana jeszcze większemu obciążeniu.

Dalsze badania ograniczyła wydajność hamulca. Zakres obciążenia był jednakże wystarczający, o czym świadczą uzyskane ekstrema charakterystyk sprawności.

Wyższa nośność przekładni z wklęsłym zarysem ZK2 w stosunku do zarysu Archimedesesa znajduje potwierdzenie w teorii Hertza. Wykorzystując specjalne autorskie oprogramowanie przeprowadzono obliczenia wartości iloczynu długości linii styku i zredukowanego promienia krzywizny zębów dla badanych przekładni. Wyniki tych obliczeń prezentuje rys. 5.



Rys. 4. Zależność iloczynu długości linii styku i promienia krzywizny od obrotu ślimaka.

Aby zachować czytelność na rysunku nie przedstawiono części wartości iloczynu parametrów dla przekładni ze ślimakiem ZK2, gdyż sięgały one aż kilku tysięcy. W obszarze wycięcia rozbieżności są mniejsze, a miejscami porównywalne. Uzyskane charakterystyki pokazują, że obszar zazębienia dla przekładni ze ślimakiem ZK2 jest większy w porównaniu z przekładnią Archimedesesa. Całkowity wskaźnik zazębienia dla ZK2 wynosi 2,355, a dla ZA – 2,216. W odniesieniu do nośności przekładni największe naciski przypadają na punkty dwuparowego przyporu o najmniejszej wartości iloczynu długości linii styku i zredukowanego promienia krzywizny zębów. Dla przekładni ZA są to punkty A₁ i A₂ oraz B₁ i B₂ dla ZK2. Łączna wartość iloczynu dla ślimaka ZA wynosi 786mm², a z kolei dla ślimaka ZK2 – 1039mm². Należy wnioskować, iż jest to kolejne potwierdzenie wyższej nośności przekładni ze ślimakiem ZK2 w stosunku do ślimaka ZA.

6. Wnioski

Pomimo wieloletniego wykorzystywania przekładni ślimakowych w zdecydowanej większości produkowane są przekładnie z zarysem łatwym do wykonania. Są to głównie ślimaki ewolwentowe oraz stożkopochoodne ZK1, których powierzchnia śrubowa zwoju kształtowana jest narzędziem krążkowym o prostoliniowym zarysie.

Badania doświadczalne wykazują, że wymienione wypukłe zarysy nie zapewniają przekładni maksymalnej mocy oraz sprawności. Dowodzą również wyższej sprawności i obciążalności przekładni ze ślimakiem o nowym wklęsłym zarysie ZK2, pokazując również jego użyteczność. Należy zaznaczyć, że badania stanowiskowe przeprowadzono na podstawowym wariantcie przekładni. Modyfikacja parametrów przekładni

może dodatkowo wpłynąć na zwiększenie wskaźników eksploatacyjnych, co wymaga przeprowadzenia dalszych badań eksperymentalnych.

Potwierdzony wzrost wskaźników eksploatacyjnych przekładni ze ślimakiem o zarysie wklęsłym może przyczynić się do powszechnej ich produkcji i stosowania. Wyższa sprawność przekładni to zarazem niższe koszty jej eksploatacji.

Literatura

1. Albu S. C. Roughing helical flanks of the worms with frontal – cylindrical milling tools on NC lathes. *Procedia Technology* 2014; 12: 448–454.
2. Albu S. C., Bolos V. Considerations regarding a new manufacturing technology of cylindrical worms using NC lathes. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics* 2013; II (56).
3. ANSI/AGMA 6022-C93 (R2014), Design manual for cylindrical wormgearing, 2014.
4. Chen K. Y., Tsay CH. B. Mathematical model and worm wheel tooth working surfaces of the ZN-type hourglass worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 2009; 44: 1701–1721.
5. Crosher W.P. Design and Application of the Worm Gear. Bratislava: SME Press, 2002.
6. Czerniec M., Kielbiński J. Calculation method longevity of worm gear with evolventary worm. *Tribologia* 2013; 2: 31–43.
7. Czerniec M., Kielbiński J. The investigation method of kinetics wear of a worm gear with an archimedean worm. *Tribologia* 2009; 3: 31–39.
8. Czerniec M., Kielbiński J., Czerniec J. The Effect of teeth correction in an Archimedes worm gear on the contact strength, wear, and life the worm gear teeth. *Tribologia* 2017; 1: 31–34.
9. DIN 3976 – Zylinderschnecken. Zuordnung von Achsabstanden und Übersetzungen in Schneckeradsätzen.
10. Dong L., Liu P., Wei W., Dong X., Li H. Study on ZI worm and Helical gear drive with large transmission ratio. *Mechanism and Machine Theory* 2014; 74: 299–309.
11. Elforjani M., Mba D., Muhammad A., Sire A. Condition monitoring of worm gears. *Applied Acoustics* 2012; 73 (8): 859–863.
12. Fang H. S., Tsay C. B. Mathematical model and bearing contacts of the ZN – type worm gear set cut by oversize hob cutters. *Mechanism and Machine Theory* 2000; 35: 1689–1708.

13. Fontanari V., Benedetti M., Girardi Ch., Giordanino L. Investigation of the lubricated wear behavior of ductile cast iron and quenched and tempered alloy steel for possible use in worm gearing. *Wear* 2016; 350–351: 68–73.
14. Fontanari V., Benedetti M., Straffelini G., Girardi Ch., Giordanino L. Tribological behavior of the bronze - steel pair for worm gearing. *Wear* 2013; 302: 1520–1527.
15. ISO/TR 14521:2010, Gears - calculation of load capacity of worm gears, 2010.
16. Kacalak W., Budniak Z., Szafraniec F. Analysis of the forming process of conical - like helical surfaces with roller tools. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering* 2017; 22 (1): 101–110.
17. Litvin F. L., Yukishima K., Hayasaka K., Gonzalez–Perez I., Fuentes A. Geometry and investigation of Klingelnberg-type worm gear drive. *Journal of Mechanical Design* 2007; 129: 17–22.
18. Łazarz B., Wojnar G., Czech P. Early fault detection of toothed gear in exploitation conditions. *Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and Reliability* 2011; 1: 68–77.
19. Marciniak T. Cylindrical worm drive. Warszawa: Handbook. PWN Press, 2013, (in Polish).
20. Marciniak T.: Obciążalność ząbkowania przekładni ślimakowych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej*, nr 934, Łódź 2004.
21. Nieszporek T., Boca V. A new method of manufacturing the worm gear with concave profile. *Annals of MT&M for 2011 & Proceedings of the 10th International Conference 2011*: 218–221.
22. PN–93/M–88527 – Przekładnie i reduktory ślimakowe walcowe ogólnego przeznaczenia. Parametry podstawowe.
23. PN–93/M–88509/03 – Przekładnie zębate. Przekładnie ślimakowe. Terminologia i oznaczenia.
24. Shao Y., Li X., Mechefske V. K., Chen Z. Rear axle gear damage prediction using vibration signal preprocessing coupled with RBF neural networks. *Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and Reliability* 2009; 4: 57–64.
25. Simon V. Load Distribution in cylindrical worm gear. *Journal of Mechanical Design* 2003; 125(2): 356–364.
26. Simon V. Load Distribution in double enveloping worm gears. *Journal of Mechanical Design* 1993; 115: 496–501.

27. Simon V. Stress analysis in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanism and Machine Theory* 1996; 31: 1121–1130.
28. Skoczylas L., Pawlus P. Geometry and machining of concave profiles of the ZK – type worm thread. *Mechanism and Machine Theory* 2016; 95: 35–41.
29. Tsay C. B., Jeng J. W., Feng H. S. A mathematical model of the ZE-type worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 1995; 30: 777.
30. Waqar T., Demetgul M. Thermal analysis MLP neural network based fault diagnosis on worm gears. *Measurement* 2016; 86: 56–66.