

Jan Burcan*, Anna Sławińska*

SELF-CONTROLLABLE PASSIVE AXIAL MAGNETIC BEARING

SAMONASTAWNE PASYWNE OSIOWE ŁOŻYSKA MAGNETYCZNE

Keywords:

permanent magnets, passive axial magnetic bearing, unitary load, self-control, bearing gap.

Słowa kluczowe:

magnes trwały, pasywne wydłużne łożysko magnetyczne, obciążenie, samonastawne, jednostkowe, szczelina łożyskowa.

Summary

The paper presents analytical approach based on experimental results of investigation into single and double acting passive axial magnetic bearings which contain permanent magnets made of ferrite, strontium ferrite, and the NdFeB compound. In such a bearing the axial force applied from outside will impose a load to the one of the bearing, at the same time unloading the second one. In such a bearing the change of the

* Institut of Machine Design of Technical University of Łódź

load will cause the establishment of the other new state of equilibrium. It is the self – acting fitting to the load operating on the rotor.

INTRODUCTION

Not all rotors require a very precise bearing system. In some cases small displacements of a rotor are admitted. A passive axial magnetic bearing consisting of highly energetic magnets enables a good vibration damping and small motion resistance at a high rotational speed with a slight axial displacement of a rotor. Such a bearing has been worked out, designed and built in the Division of Descriptive Geometry & Engineering Drawing in the Institute of Machine Design of Łodz Technical University. Modern magnetic materials ensure obtaining the load carrying ability comparable to the load carrying ability of a traditional, hydrodynamically lubricated, slide bearing.

The passive axial magnetic bearing acts like self-controllable during its work. A change of the load results in the slight displacement of the rotor.

The paper presents such findings in the form of characteristic curves as: the reaction force between magnets versus gap, dependence of the vibration amplitude on time, the carrying load ability versus gap, the change of vibration damping factor in the function of the rotary speed, dependence of the vibration damping coefficient on the bearing gap.

THE PRINCIPLE OF THE OPERATION OF A MAGNETIC BEARING

The principle of the operation of an axial magnetic bearing is presented in Fig.1.

The interaction force (repulsion or attraction) between magnets can be approximately [1] described by the dependence (1).

$$P = Ak \frac{B_g B_d F_g F_d}{s^2}, \quad (1)$$

where: A – the constant depending on the units of measure, k – the dissipation coefficient ($k < 1$), s – the height of the gap, $B_{g,d}$, $F_{g,d}$ -

adequately the induction and the area of the upper and the bottom pole.

In a single acting bearing the range of the gap value (marked on the chart - Fig.2) varying from s_{min} to s_{max} is used. The value of the gap depends on the value of the load. The setting of the gap value follows automatically.

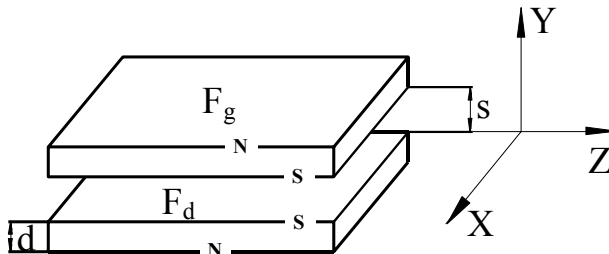


Fig.1 The model of the flat magnetic bearing

Rys. 1. Zasada działania łożyska magnetycznego

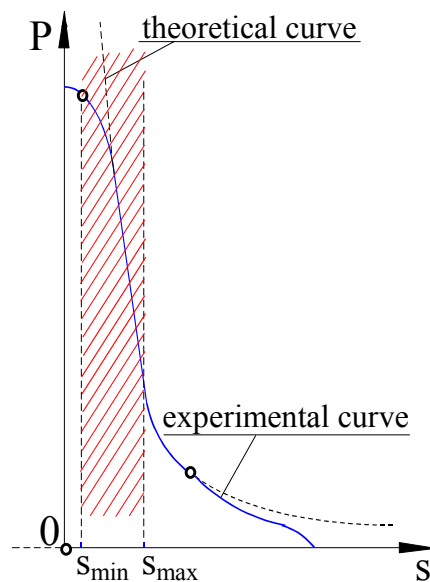


Fig.2 The interaction force of two magnets in the function of the gap

Rys. 2. Siła wzajemnego oddziaływania dwu magnesów w funkcji szczeliny

Designing a bearing with a gap value lower than $s=0,5$ mm requires high grade work and assembling, and high stiffness of the shaft because

when the shape and assembling errors as well as condition of the surface and working deformations are considered, the metal-metal contact is not allowed. Considering the limited displacement of the beared shaft, the gap of the value higher than $s_{\max}=1,0$ or $1,5$ mm should not be applied.

DOUBLE ACTING PASSIVE AXIAL MAGNETIC BEARING

In case of traditional solutions, a double acting bearing operates like a single acting bearing during the instantaneous load. If the sense of load changes, the frictional pair will be changed in such a way that the load will be carried by the second frictional pair, which was completely unloaded at the previous sense of the load. The frictional pair unloaded at the previous sense of the load after its change will take the full axial load. A double acting magnetic bearing works quite differently (Fig. 3). In case of the double acting magnetic bearing after assembling the bearing the system is in equilibrium during which each of the bearing carries the axial load. The state of equilibrium is possible at the equal values of the axial forces from both parts of the bearing oppositely directed (Fig. 4).

Assembling is done at a defined value of the axial clearance, i.e. at a bearing gap $s=s_1+s_2$. Theoretically, the beared shaft can displace from the assembling state up to the value s_1 or, in the opposite direction, up to the value s_2 . In reality though, the range of maximum displacement is smaller by the value of shape and position errors which are predicted while designing the bearing or which exist in the assembled bearing. The axial force applied from outside will impose a load to the one of the bearing, at the same time unloading the second one.

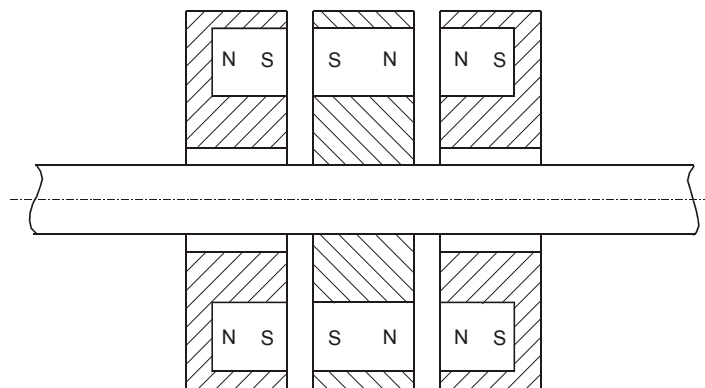


Fig. 3. The scheme of the double acting bearing

Rys. 3. Schemat łożyska dwustronnego

The value of the change of the gap Δs resulting from the displacement of the shaft loaded by the axial forces enables to trace from the characteristics of each bearing the forces P_1 and P_2 acting on both sides of the bearing. The bearing will take the new state of equilibrium, in which the external load $P = P_1 - P_2$. Consecutive change of the load will cause the establishment of the other new state of equilibrium (Fig 4). It is the self-acting fitting to the load operating on the rotor.

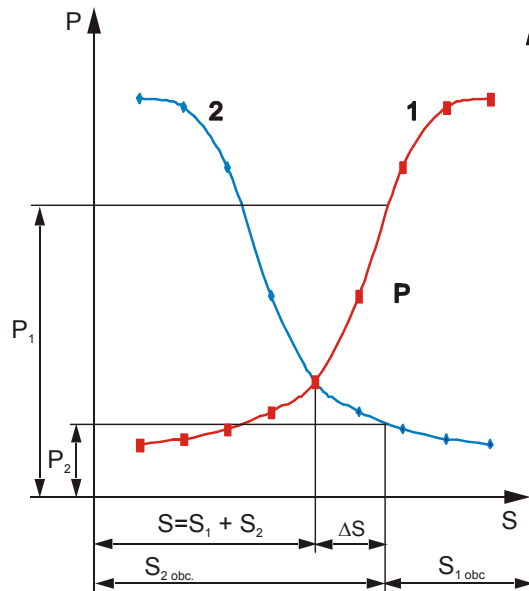


Fig. 4. The interacting force among magnets in the function of the gap

Rys. 4. Siła wzajemnego oddziaływania między magnesami w funkcji szczeliny

As is evident from the presented description, the external force is always the resultant force in the respective bearings of the system for a given state of equilibrium. Shafts bearing by the double acting axial magnetic bearing is connected with the differential acting of the system. The carrying load ability of the double acting bearing is smaller than the carrying load ability of the singular single acting magnetic bearing. Therefore the load value occurring for each bearing requires applying magnetic materials of the highest value of $(BH)_{\max}$. Considering excellent damping properties, double acting bearings are very advantageous for many applications.

RESEARCH

The research of the single and double acting bearings made of different materials was carried out in the Division of Descriptive Geometry and Engineering Drawing of Technical University of Lodz [2]. The bearings utilize repulsive forces of the monomial poles of the ring permanent magnets. One magnet is joined to the rotor, the two remaining ones to the immovable housing. The research was carried out on the stand presented on Fig. 6 [2].

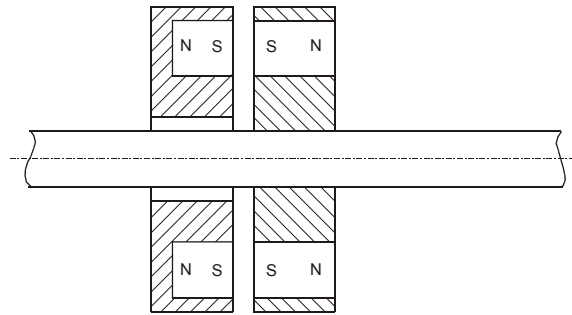


Fig. 5. The scheme of a single acting bearing

Rys. 5. Schemat łożyska jednostronnego

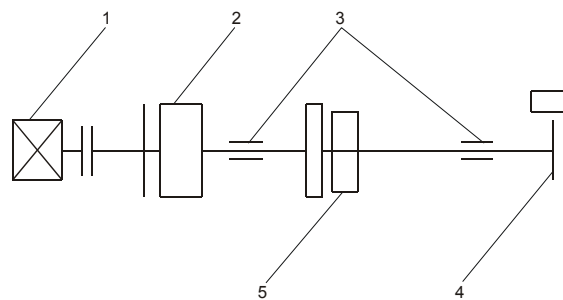


Fig. 6. The scheme of the research stand: 1 – the power transmission system, 2- the bearing loading system, 3- lateral air bearing, 4-displacement measuring system, 5- magnetic bearing

Rys. 6. Schemat łożyska badawczego: 1 – układ napędowy, 2 – układ zadawania obciążenia, 3 – poprzeczne łożyska powietrzne, 4 – układ pomiaru przemieszczeń, 5 – badane łożysko magnetyczne

For the purpose of the investigation, the ring magnets were of the parameters given in the table 1.

Table 1. The comparison of the design features and the chosen parameters of the examined magnets

Tabela 1. Porównanie cech konstrukcyjnych i wybranych parametrów badanych magnesów

	Material	Dz [mm]	Dw [mm]	g [mm]	A Mm2	V mm3	(BH)max [kJ/m3]	W [J]
Bearing 1	Ferrite	65	41	10	1998	19980	26	0,5195
Bearing 2	Ferrite	51,5	29	9	1382	12438		0,3234
Bearing 3	Ferrite	48,5	22	11	1437	16137		0,4203
Bearing 4	Ferrite	30,5	17	8,8	504	4435,2		0,1153
Bearing 5	Strontium ferrite	41	22,8	21,5	912	19608	60	1,1765
Bearing 6	Strontium ferrite	41	22,8	15	912	13680		0,8208
Bearing 7	Strontium ferrite	41	22,8	10,4	912	9484		0,569
Bearing 8	Nd Fe B	11,5	6	14	75,6	1058,32		0,306913
Bearing 9	Nd Fe B	20	8	8	263,89	2111,15		0,612234
Bearing 10	Nd Fe B	22	6	10	351,85	3518,5		1,020365
Bearing 11	Nd Fe B	22	8	2	329,86	659,73	279	0,184064
Bearing 12	Nd Fe B	22	8	10	329,86	3298,6		0,903094
Bearing 13	Nd Fe B	23	10,3	35,4	332,15	11758,2		3,280537
Bearing 14	Nd Fe B	48	25	3,6	1318,68	4747,2		1,324468
Bearing 15	Nd Fe B	65	20	6	3004,1	32444,8		9,0520992

Using the simplified equation (1) it can be seen that for two magnets of the same dimensions made of two different materials at the same value of the gap, the carrying load ability approximately fulfills the condition (2).

$$\frac{P_{mat.1}}{P_{mat.2}} \approx \frac{B_{mat.1}}{B_{mat.2}} \quad (2)$$

Dependence (2) allows to estimate the advantages of the obtained carrying load abilities in comparison with the carrying load ability of the bearing made of magnetite – table (2).

Table 2. The estimated comparison of the carrying load ability of the magnets made of different materials

Tabela 2. Szacunkowe porównanie nośności magnesów wykonanych z różnych materiałów

Material of the magnet	BH_{max} [kJ/m ³]	$P_{magnet}/P_{magnetite}$
Magnetite	6	1
Ferrite	26	4,33
Strontium ferrite	60	10
NdFeB	279	46,5

The scheme of the double acting bearing is presented in Fig.1. The bearing makes use of the repulsion forces of the monomial poles of the permanent ring magnets.

THE RESULTS OF THE RESEARCH

The research was carried out on the magnets the magnetic and geometrical properties of which are given in the table 1. Figures 7 and 8 present the exemplary results.

At the bearing gap $s=0,5$ mm (the smallest of the examples presented) there occur, in the assembled state at the preliminary load, maximum values of the force. As the working gap decreases, which takes place after loading of the bearing, the force increases. As it can be observed in the charts 7 and 8, the values of the force measured during the research significantly differs from the values calculated from the dependence (1). The propagation of the lines of force of the magnetic field in a particular bearing depend not only on the magnetic properties but also on the magnet shapes, magnetic cores, gaps, and on the quantitative and qualitative changes of these parameters.

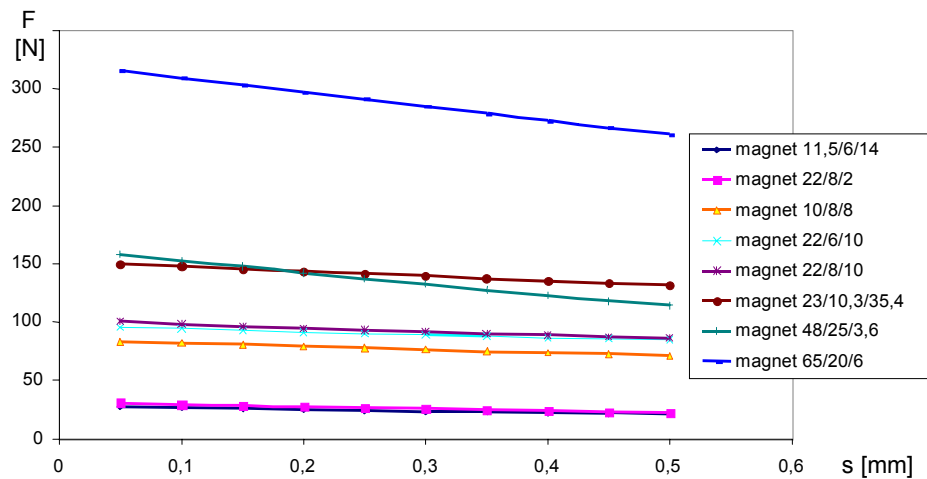


Fig.7 The interaction force between magnets vs the gap, $s = 0,5$

Rys. 7. Siła oddziaływania pomiędzy magnesami w funkcji szczeliny, dla szczeliny łożyskowej $s = 0,5$

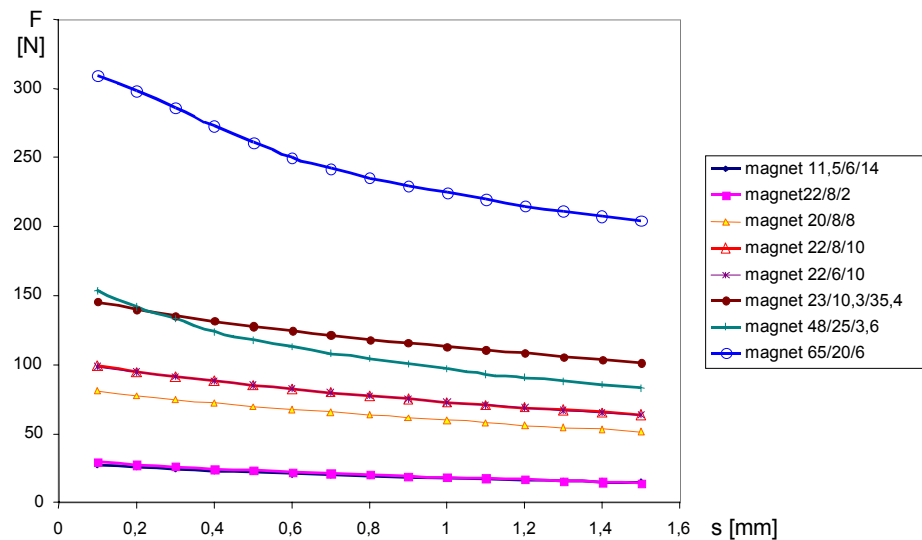
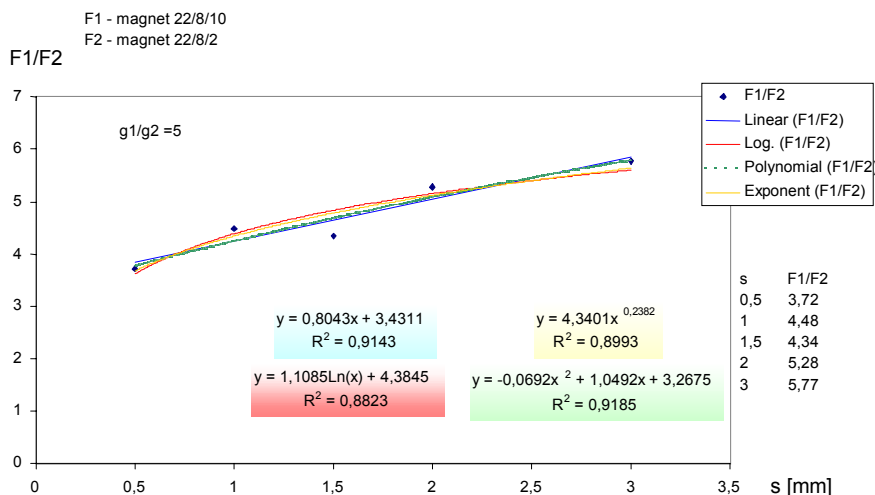


Fig. 8. The single acting bearing, the interaction force between magnets vs the gap, $s=1,5$

Rys. 8. Siła oddziaływania pomiędzy magnesami w łożysku jednostronnym w funkcji przemieszczenia osiowego, dla szczeliny łożyskowej $s = 1,5$

Table 3. The unitary load of a bearing at the gap $s = 0,5$ mmTabela 3. Obciążenie jednostkowe łożysk o szczelinie $s = 0,5$ mm

Gap [mm]	Unitary load P/A [MPa] for the bearing							
	11,5/6/14	22/8/2	20/8/8	22/6/10	22/8/10	23/10,3./ 5,4	48/25/3,6	65/20/6
0	0,3814	0,0978	0,3215	0,2949	0,3163	0,4576	0,1235	0,0099
0,05	0,3684	0,0934	0,3159	0,2899	0,3062	0,4505	0,1197	0,0097
0,1	0,3541	0,0895	0,3110	0,2854	0,2985	0,4441	0,1157	0,0095
0,15	0,3425	0,0856	0,3058	0,2812	0,2925	0,4384	0,1119	0,0093
0,2	0,3321	0,0826	0,3010	0,2771	0,2875	0,4317	0,1078	0,0092
0,25	0,3217	0,0800	0,2954	0,2735	0,2824	0,4260	0,1041	0,0090
0,3	0,3113	0,0770	0,2899	0,2699	0,2777	0,4195	0,1004	0,0088
0,35	0,3048	0,0743	0,2850	0,2664	0,2735	0,4139	0,0967	0,0086
0,4	0,2958	0,0719	0,2802	0,2631	0,2694	0,4080	0,0930	0,0084
0,45	0,2893	0,0696	0,2750	0,2601	0,2652	0,4015	0,0892	0,0082
0,5	0,2815	0,0675	0,2698	0,2572	0,2616	0,3962	0,0867	0,0080

**Fig. 9 Dependence of the F_1/F_2 on the gap value F_1 – The carrying load ability of the bearing made of magnets of dimensions 22/8/10 F_2 – The carrying load ability of the bearing made of magnets of dimensions 22/8/5**

Rys. 9. Względna zmiana nośności łożysk wykonanych z magnesów o różnej grubości: F_1/F_2 w funkcji wartości szczeliny, F_1 – nośność łożyska wykonanego z magnesów o wymiarach 22/8/10, F_2 – nośność łożyska wykonanego z magnesów o wymiarach 22/8/5

The dependence of the external force (the carrying load ability of the double acting magnetic bearing) in the function of the gap value are presented in Figures 10, 11, and 12.

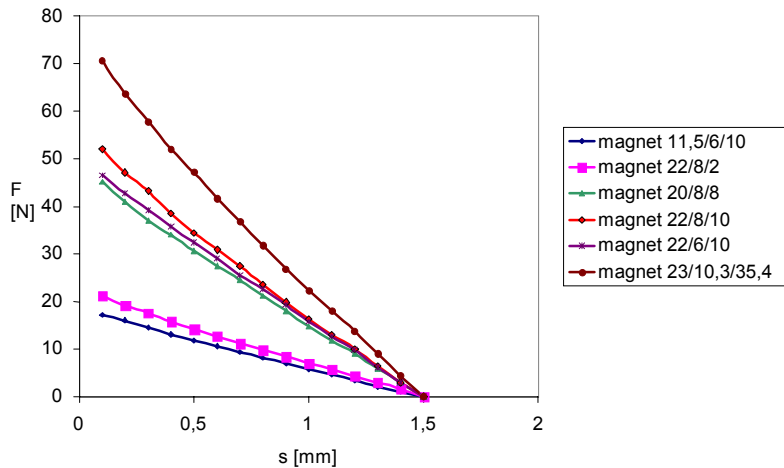


Fig.10. The double acting bearing; the interaction force among magnets vs the gap; $s_1 + s_2 = 3$

Rys. 10. Siła oddziaływania pomiędzy magnesami w funkcji szczeliny, dla szczeliny łożyska dwustronnego $s_1 + s_2 = 3,0$ mm

The Figures 13 and 14 present the exemplary dependence of the unitary load in the function of the magnet thickness for a double acting bearing at the gap $s = s_1 + s_2 = 1$. It can be seen from the results enclosed that for a given material there exist such dimensions of the magnet (the external and intrinsic diameters and thickness) for which the maximum of the carrying load ability can be obtained at the maximum value of the unitary load. On data analysis, it can be stated, from the Figures 13 and 14, that maximum unitary load exists for bearing no 8 made of a magnet of dimensions 11,5/6/14.

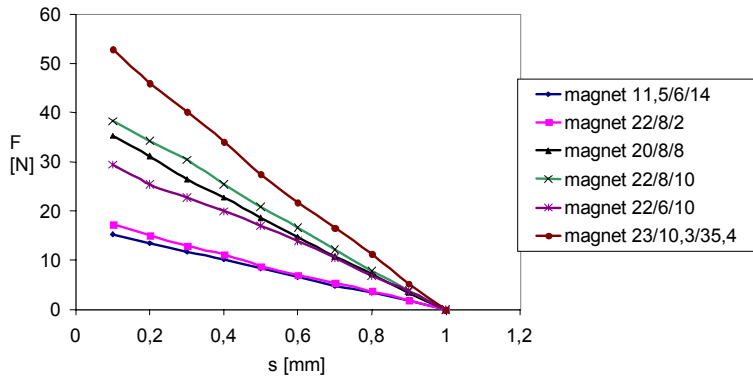


Fig.11. The double acting bearing; the interaction force among magnets vs the gap; $s_1 + s_2 = 2$

Rys. 11. Siła oddziaływania pomiędzy magnesami w funkcji szczeliny, dla szczeliny łożyska dwustronnego $s_1 + s_2 = 2,0$ mm

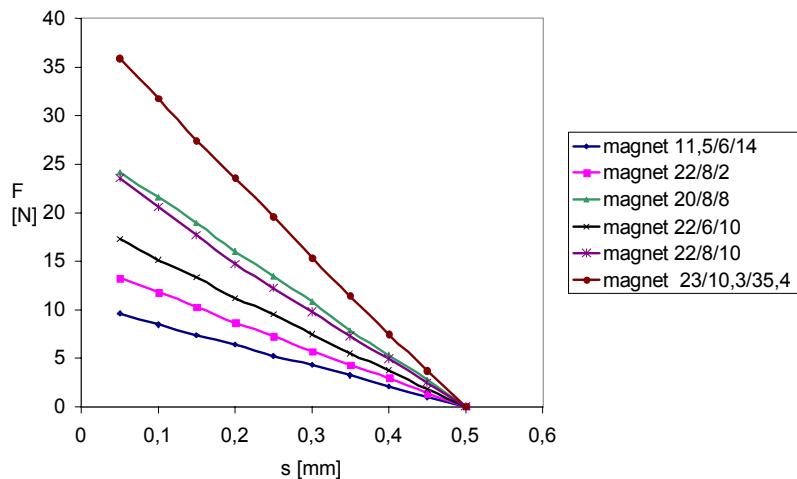


Fig.12 The double acting bearing; the interaction force among magnets vs the gap; $s_1 + s_2 = 1$

Rys. 12. Siła oddziaływania pomiędzy magnesami w funkcji szczeliny, dla szczeliny łożyska dwustronnego $s_1 + s_2 = 1,0$ mm

The table 4 presents the calculated values of the unitary load of a double acting bearing at the bearing gap $s = s_1 + s_2 = 1$.

Table 4. The unitary load of the double acting bearing at the gap; $s_1 + s_2 = 1$

Tabela 4. Obciążenie jednostkowe dwustronnego łożyska $s_1 + s_2 = 1$

Gap [mm]	Load intensity F/A [MPa]							
	11,5/6/14	22/8/2	20/8/8	22/6/10	22/8/10	23/10,3/35,4	65/20/6	48/25/3,6
0	0,14009 5	0,04429 7	0,10293 8	0,05435	0,08324 3	0,11957 5	0,01070 7	0,049826
0,05	0,12712 3	0,04013 5	0,09141 8	0,04905 4	0,07135 1	0,10806 1	0,02892 3	0,045364
0,1	0,11155 7	0,03567 6	0,08175 6	0,04292 2	0,06243 2	0,09566	0,02598 5	0,037927
0,15	0,09728 8	0,03121 6	0,07172 2	0,03790 5	0,05351 4	0,08266 9	0,02285 1	0,035101
0,2	0,08431 6	0,02616 2	0,06057 4	0,03177 4	0,04459 5	0,07085 9	0,01958 7	0,030491
0,25	0,06875	0,022	0,05091 2	0,02703 6	0,03716 2	0,05905	0,01632 2	0,025434

cd Table 4

Gap [mm]	Load intensity F/A [MPa]							
	11,5/6/14	22/8/2	20/8/8	22/6/10	22/8/10	23/10,3/35,4	65/20/6	48/25/3,6
0,3	0,05707 6	0,01724 3	0,04087 8	0,02118 2	0,02973	0,04605 9	0,01305 8	0,020079
0,35	0,04280 7	0,01308 1	0,02973	0,01560 8	0,022	0,03424 9	0,00992 4	0,014873
0,4	0,02724 1	0,00891 9	0,02006 7	0,01059 1	0,01486 5	0,02243 9	0,00659 4	0,009816
0,45	0,01297 2	0,00416 2	0,01040 5	0,00501 7	0,00743 2	0,01121 9	0,00326 4	0,004462
0,5	0	0	0	0	0	0	0	0

The examined magnetic bearings reveal maximum stiffness at low values of the width of bearing gaps. At the width of the bearing gap of 0,5 mm the value of the stiffness coefficient equals 9,24 N/mm, for the bearing gap of 6 mm it equals 4,25 N/mm. On analysis, it turns out that the value of the bearing stiffness coefficient depends linearly on the width of the bearing gap.

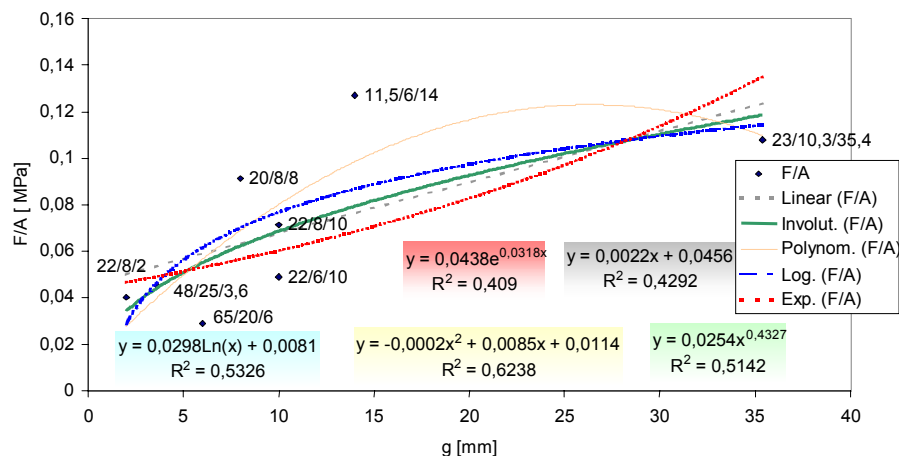


Fig.13 A double acting bearing, the dependence F/A on g, $s_1 + s_2 = 1$; $s = 0,05$

Rys. 13. Zależność F/A od g; $s_1 + s_2 = 1$; $s = 0,05$ dla łożysk wykonanych z magnesów o różnych wymiarach

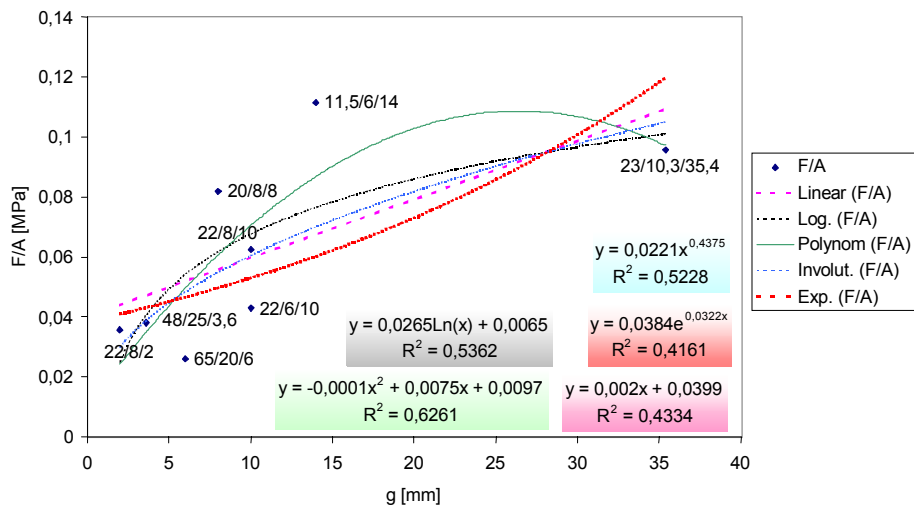


Fig 14 The dependence F/A on g ; $s_1 + s_2 = 1$; $s = 0,1$ for the accurately made bearings

Rys. 14. Zależność F/A od g; $s_1 + s_2 = 1$; $s = 0,1$ dla starannie wykonanego układu łożyskowego

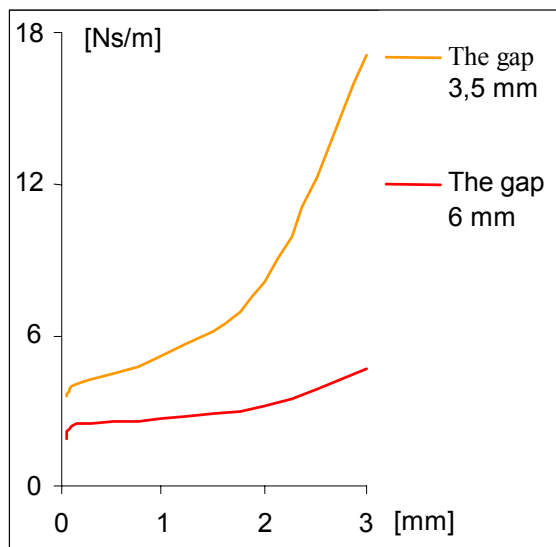


Fig. 15. The exemplary course of the damping factor changes in the function of the displacement of the rotor for the various bearing gap

Rys. 15. Przykładowy przebieg zmian współczynnika tłumienia łożyska w funkcji przemieszczenia wirnika dla różnych szczelin łożyskowych

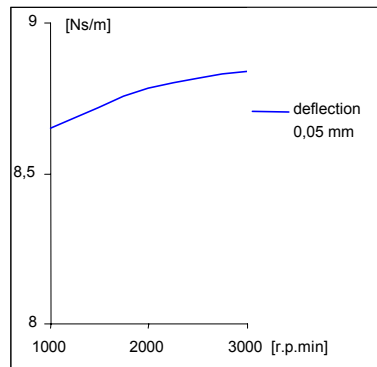


Fig. 16. The exemplary course of the damping factor changes in the function of the rotational speed of the rotor

Rys. 16. Przykładowy przebieg zmian współczynnika tłumienia łożyska w funkcji prędkości obrotowej wirnika

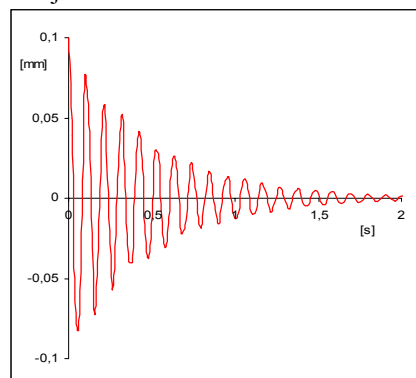


Fig. 17. The exemplary simulated course of the vibrations

Rys. 17. Przykładowy symulowany przebieg drgań

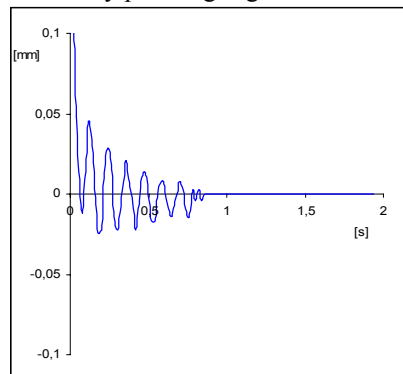


Fig.18. The exemplary real course of the vibrations

Rys. 18. Przykładowy rzeczywisty przebieg drgań

RECAPITULATION

As the data presented show, single acting bearings made of the new materials of a high $(BH)_{\max}$ have unitary values of the carrying load ability (for the unit of the working surface) comparable to the pressure values in slide bearings hydrodynamically lubricated. Traditional bearings with mixed friction still allow bigger values of unitary load. For example, the values of admitted unitary load for bearings used in machine tools, turbines, compressors and similar devices, change from 5,49 MPa to 8,23 MPa for the frictional pair plumb alloy- steel , and, for the frictional pair plumb alkaline or cadmium alloy-steel from 8,24 MPa up to 10,29 MPa [2].

Thanks to the highly energetic materials, the load-carrying ability of the double acting magnetic bearings reaches the values of the carrying load abilities comparable to the carrying load ability of some precision and machine bearings.

CONCLUSIONS

1. The carrying load abilities of the axial bearings decide on the quantity of the working gaps among the magnets which are self-acting during the work of the bearings in the conditions of the change of the load.
2. Magnetic properties of materials used for the rings construction decide significantly on the carrying load ability of the bearing. The carrying load abilities of the bearings of identical dimensions made of magnetite, ferrite, strontium ferrite, and NdFeB form the following proportion: 1:4,33:10:46,5.
3. For the given material, there exist optimum dimensions of the ring magnet of such as: external diameter, intrinsic diameter, and thickness for which the carrying load ability of the bearing as well as its load intensity obtain maximum values.
4. The lack of the metal – metal contact in magnetic bearings creates the completely new quality of the angular motion, without the wear of the mating working surfaces, which makes it possible to keep parameters unchanged for longer time.
5. A significant feature of the bearing. is excellent damping of vibrations by means of the magnetic field.

BIBLIOGRAPHY

1. Jan Burcan: Bearings Aided By Magnetic Field, Copyright by Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warsaw 1996, (in Polish).
2. Jan Burcan, Anna Sławińska: Dynamic Characteristic of Passive Axial Magnetic Bearings, TRIBOLOGIA, ISSN 0208-7774, Nr3/2002 (183), pp791-800.

Recenzent:
Marian SZCZEREK

STRESZCZENIE

W opracowaniu przedstawiono wyniki eksperymentalnych badań jednostronnych i dwustronnych pasywnych wzdłużnych łożysk magnetycznych z magnesami trwałymi, wytworzonymi ze związku Nd-Fe-B. Uzyskane z badań eksperymentalnych nośności łożyska magnetycznego porównano z wartościami nośności uzyskiwanymi w łożyskach ślizgowych smarowanych hydrodynamicznie.

W łożysku jednostronnym wykorzystywany jest, zaznaczony na wykresie – rysunek 2, zakres wartości szczeliny od s_{\min} do s_{\max} . Zbudowanie łożyska o mniejszej wartości szczeliny niż $s_{\min} = 0,5\text{mm}$ wymaga starannego wykonania i montażu i dużych sztywności łożyskowanego wału ponieważ, ze względu na błędy kształtu i montażu, stan powierzchni i odkształcenia robocze, nie można dopuścić do styku metal-metal. Wartości szczeliny większe od wartości $s_{\max} = 1,0$; czy $1,5\text{mm}$ mogą nie mieć zastosowania ze względu na dopuszczalne przemieszczenia łożyskowanego wałka.

W przypadku łożyska magnetycznego dwustronnego, po zmontowaniu łożyska, układ znajduje się w stanie równowagi, podczas którego każde z łożysk przenosi obciążenie wzdłużne. Stan równowagi możliwy jest przy takich samych wartościach sił poosiowych z obydwu części łożyska, tylko przeciwnie skierowanych – rys. 4. Zmontowanie następuje przy określonej wartości luzu osiowego, tj. przy szczelinie łożyskowej $s = s_1 + s_2$. Jeden z magnesów połączono z wirnikiem, dwa pozostałe z nieruchomą obudową. Łożyskowany walek może się teoretycznie przesunąć ze stanu zmontowania do wartości s_1 , lub w przeciwnym kierunku do wartości s_2 . W rzeczywistości zakres maksymalnych przesunięć jest

mniejszy o wartość błędów kształtu i położenia, które przewiduje się w trakcie projektowania łożyska, lub, które istnieją w zmontowanym łożysku. Siła osiowa przyłożona z zewnątrz dociaży jedno z łożysk, jednocześnie odciążając drugie.

Zmiana szczeliny Δs , po przemieszczeniu się, obciążonego siłą osiową wałka, pozwala wyznaczyć, z charakterystyk każdego z łożysk, siły P_1 i P_2 , działające po obu stronach łożyska. Łożysko zajmie nowe położenie równowagi, dla którego obciążenie zewnętrzne $P = P_1 - P_2$. Kolejna zmiana obciążenia zewnętrznego spowoduje ustalenie się innego, nowego stanu równowagi – rys. 4.

Jednostronne łożyska wykonane z nowych materiałów, o wysokiej gęstości energii, mają jednostkowe wartości nośności (na jednostkę powierzchni roboczej magnezu) porównywalne z wartościami ciśnienia w łożyskach ślizgowych, smarowanych hydrodynamicznie. Ciągle jeszcze dla łożysk tradycyjnych, z tarciami mieszanym, wartości obciążenia jednostkowego są większe. Na przykład, wartości dopuszczalnego obciążenia jednostkowego dla łożysk stosowanych w obrabiarkach, turbinach, sprężarkach, itp. urządzeniach, zmieniają się w granicach od 5,49 MPa do 8,23 MPa - dla pary ciernej stop ołowiowy - stal, zaś dla pary ciernej stop ołowiowy alkaliczny lub kadmowy - stal od 8,24 MPa do 10,29 MPa.

Obciążalność dwustronnych łożysk magnetycznych jest mniejsza niż łożysk jednostronnych. Dzięki wysokowydajnym materiałom magnetycznym, magnetyczne łożyska dwustronne osiągają wartości nośności takie jak niektóre łożyska precyzyjne i niektóre łożyska maszynowe. Ze względu na liczne zalety, pomimo mniejszych dopuszczalnych obciążeń, należy polecać łożyska dwustronne tam gdzie tradycyjnie są obecnie stosowane łożyska ślizgowe.