

Министерство образования и науки Российской Федерации

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
МАШИНЫ, ОБОРУДОВАНИЕ
И ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ**

Международная научно-практическая конференция

(Белгород, 20-21 сентября 2018 г.)

Сборник докладов



**Белгород
2018**

Министерство образования и науки Российской Федерации

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

Международная научно-практическая конференция

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
МАШИНЫ, ОБОРУДОВАНИЕ И
ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В
ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ**

Сборник докладов

Белгород 20-21 сентября 2018 г.

**Белгород
2018**

УДК 620.9:621.87:325

ББК 31.19:39

Э 65

Э 65

Энерго-ресурсосберегающие машины, оборудование и экологически чистые технологии в дорожной и строительной отраслях БГТУ им. В.Г. Шухова. - Белгород: Изд-во БГТУ, 2018. - 250 с.

ISBN 978-5-361-00636-6

В сборнике представлены материалы научных исследований и инновационных разработок вузов Российской Федерации и зарубежья в области подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Тематика охватывает вопросы совершенствования конструкций, методов расчета, проектирования, исследований и эксплуатации машин и оборудования.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов и магистров технических вузов.

УДК 620.9:621.87:325

ББК 31.19:39

© Белгородский государственный технологический университет (БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2018

ISBN 978-5-361-00636-6

ENERGY-SAVING GRINDING TECHNOLOGY IN BALL MILL

E. Amini¹, A A Romanovich, L G Romanovich, E I Chekhovskoy²

1. K.N.Toosi university of tech., Tehran, Iran

2. Belgorod State Technological University named after V.G. Shoukhov, 46, Kostyukov St., Belgorod, 308012, Russia

Abstract: *The article presents the results of experimental studies on the grinding process of a clinker preliminarily ground in press roller mills in a ball mill equipped with energy exchange devices. The authors studied the influence of the coefficients of loading for grinding bodies of the first and second mill chambers, their lengths, angles of inclination, and the mutual location of energy exchange devices (the ellipse segment and the double-acting blade) on the output parameters of the grinding process (productivity, drive power consumption and specific energy consumption). It is clarified that the best results of the disaggregation and grinding process, judging by the minimum specific energy consumption in the grinding of clinker with an anisotropic texture after force deformation between the rolls of a press roller shredder, are achieved at a certain angle of ellipse segment inclination; the length of the first chamber and the coefficients of loading the chambers with grinding bodies.*

1. Introduction

In the production of binders, one of the energy-intensive processes is the fine clinker and additives grinding, realized mainly in ball mills. However, despite seeming simplicity of design and operation, ball mills realize an inefficient method of grinding materials, in which most of the supplied mechanical energy is spent on heating grinding bodies and grinding materials, on the noise effect, etc. It increases significantly energy consumption for grinding. So, for example, on average about 35-40 kWh of electricity is used to grind one ton of cement in ball mills [1-2]. In addition, the implementation of several grinding regimes in ball mills presents certain difficulties and reduces the efficiency of grinding.

One of the promising directions both in Russia and abroad is the development of energy-saving systems for grinding materials with the removal of the coarse grinding stage into a press roller grinder (PRG) [3-4]. Implementation of a stepwise grinding method in cement manufacture using the ball mill (BM) together with the press roller unit makes it possible to increase productivity and reduce specific energy consumption by 20-40% [5-6].

2. Main part

Literature data analysis and conducted experimental studies have

shown that a significant part of the grinding process of the material is carried out in the press grinding mill [6-7]. However, operation of the PVI in the open grinding cycle requires the final grinding of the material in a separate unit, particularly in a ball mill. Material crushed in PVI has specific properties; it has an anisotropic texture and shape such as compressed plates with maximum strength in the direction of force action, and the particles - a microdefect structure. It is advisable to expose milling bodies with shock-shearing action in the first chamber and crushing-shearing - in the second one for its effective disaggregation and fine grinding by the ball mill. The installation of an energy exchange device (EED) in the mill drum: a double action blade (DAB) and an elliptical segment (ES) (Figure 1), leads to such impact of a grinding load on the crushed material. [8-10].

However, the process of grinding materials in BM is influenced significantly by the mutual position of the energy exchange devices in the drum, the load factors of the mill chambers and their length. Experimental researches were conducted to study their mutual influence on the performance of a ball mill. For the studied parameters, the following is adopted: the loading factors of the grinding bodies of the first φ_1 and second φ_2 mill chambers, the length of the first chamber - l_1 , the angle of ES slope - α , and the angle of ES and DAB displacement relative to each other - ξ .

To evaluate the efficiency of the clinker grinding process, output parameters are taken as follows: productivity Q , reduced to a total residue on the ΣR_{008} equal to 10%; the power consumption of drive N and specific electricity consumption q . The meaning of the variable parameters and rational variation levels are presented in Table 1.

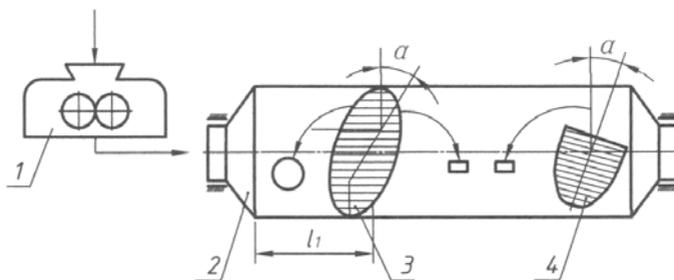


Figure 1. The grinding complex: 1-press roller grinder; 2-ball mill; 3- double-acting blade; 4- Ellipse segment

Table 1. Levels variation of factors

Factors	Coded notation	Step value	The value of the variable parameters				
			-1.547	-1	0	1	1.547
φ_1	X ₁	0.02	0.149	0.16	0.18	0,2	0,211
φ_2	X ₂	0.02	0.269	0.28	0,3	0,32	0,331
l_1, m	X ₃	0.15	0.42	0.5	0,65	0,8	0,88
α , degree	X ₄	30	-48.2	-30	0	30	48,2
ξ , degree	X ₅	90	-139.2	-90	0	90	139,2

Regression equations were obtained after processing the results of the research. Regression equations $Q, N, q = f(\varphi_1, \varphi_2, l_1, \alpha, \xi)$ are presented in Figures 2 – 5 below.

The analysis of graphic dependences $Q, N, q = f(\varphi_1, l_1)$ (Figure 2) allows one to find out that with increasing the load factor of the grinding bodies of the first chamber mill in the range from $\varphi_1 = 0.149$ to $\varphi_1 = 0.211$, power consumption increases in proportion from $N = 4.15 \cdot 10^3$ W to $N = 4.55 \cdot 10^3$ W, that is about 8,5%.

Mentioned productivity (Q) also increases from $Q = 164.1$ kg/h to $Q = 165.7$ kg/h in proportion to the growth of the mass of grinding bodies in the first chamber from 0.149 to 0.16.

However, with further increasing φ_1 to $\varphi_1 = 0.211$, there is a decrease in increment Q from $Q = 165.7$ kg / h to $Q = 166.4$ kg / h (less than 1%) and an increase in the specific electric power consumption from $q = 22.7$ to $q = 23.5$ W.h/kg.



Figure 2. The effect of value of loading grinding bodies first chamber at Q, N, q , at different length, ($\varphi_2 = 0.3$; $\xi = 0$; $\alpha = -30^\circ$)

From the above, the following conclusion follows that the most efficient grinding process according with an amount of energy consumption is carried out at $\varphi_1 = 0.16$, which is much lower than during grinding of the clinker in the traditional way in a ball mill equal to $\varphi_1 = 0.3$.

When the length of the first chamber is changed (Figure 2a) in the

range from $l_1 = 0.42$ m to $l_1 = 0.88$ m, the indicated capacity varies in dependence with extremum at $l_1 = 0.6$ m. The change of the length of the first mill chamber in one direction or another leads to a decrease of productivity. Thus, as the length of the first chamber decreases from $l_1 = 0.6$ m to $l_1 = 0.42$ m (Figure 1), the specific power consumption increases from $q = 22.7$ W h / kg to $q = 23.7$ W h / kg, i.e. by 4.5%. The increase in the length of the first chamber to $l_1 = 0.88$ m leads to a growth of q to $q = 24.9$ W h / kg, i.e. by 9.7%. From the foregoing information, it follows that the rational length of the first chamber during grinding of the clinker pre-milled in the PVG is $l_1 = 0.6$ m, that corresponds to $l_1 = 0.3 L$, where L is the length of the mill's drum.

Analysis of the graphical dependence (Figure 3) $Q, N, q = f(\varphi_2, \alpha)$ shows that changing the angle of inclination of the ellipse segment from the vertical axis of the mill ($\alpha = 0^\circ$) by an angle $\alpha = -30^\circ$ (0.53 radians) from the bottom of the mill leads to growth of performance from $Q = 158$ kg / h to $Q = 159.5$ kg / h - by 3.9%, while the specific energy consumption is reduced to the extremum $q = 23.0$ W h/kg. A further increase of the angle of inclination of ES to $\alpha = -48.2^\circ$ leads to an increase in the specific energy consumption from $q = 23.0$ W h/kg to $q = 23.7$ W h/kg (by 3%) and a more significant increase of N by 5%. This is because the ellipse segment inclines towards the unloading of the bottom of the mill by an angle of $\alpha = 48^\circ$, so there is accomplished a mixed mode of grinding bodies in the second mill chamber. Segment grabs a part of them and rises to a high altitude, thereby creating a waterfall grinding regime, instead of the required cascade. In this case, despite the fact that much grinding loading takes place, this does not lead to a significant increase in the reduced productivity Q (from $Q = 159.5$ kg/h to $Q = 160.2$ kg/h). Specific energy inputs increase more significantly from $q = 23.0$ W h/kg to $q = 25.5$ W h/kg, i.e. by 10.8%, which are due to a more significant increase in N . An increase in the angle of inclination of the ES towards the unloading bottom of the mill to $\alpha = 48.2^\circ$ leads to an increase of N by 4.8% ($N = 4.2 \cdot 10^3$ W to $N = 4.4 \cdot 10^3$ W), with an insignificant growth Q (from $Q = 159.5$ kg/h to $Q = 160.2$ kg/h), which affects the growth of q from $q = 23.7$ W h/kg to $q = 25.5$ W h/kg (by 6.7%).

From the foregoing information, it follows that in the grinding of pre-crushed in PRG materials with anisotropic texture, the most rational angle of the ellipse segment equals to 30° (0.53 radians) and it should be inclined from the unloading bottom of the mill. This is due to the fact that this location of the ES contributes to the intense crushing-abrasive action of the milling bodies on the material to be crushed, without disturbing the cascade operation. The increase in the loading factor of the grinding bodies of the

second chamber from $\varphi_2 = 0.269$ to $\varphi_2 = 0.331$ leads to an insignificant proportional increase in the reduced productivity and the power consumption of the drive. This indicates that the enhancement of the crushing-shear deformation positively affects the grinding process of materials with an anisotropic texture.

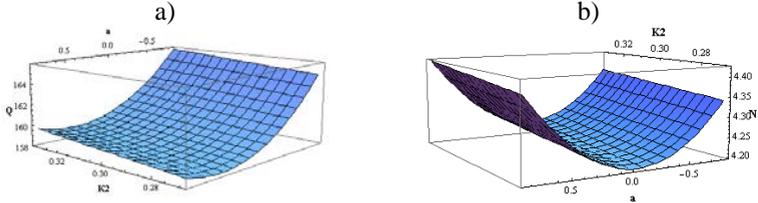


Figure 3. Influence of the angle of inclination of the ES on Q, N, q for different values of the loading of the grinding bodies of the second chamber, ($\varphi_1 = 0.16$; $\xi = 0^\circ$; $l_1 = 0.6$)

From the analysis of the graphical dependence $Q, N, q = f(\xi; \varphi_2)$ (Figure 4), it is clear that the mutual location of the double-action blade and the ellipse segment in the mill drum has a significant influence on the grinding process of the materials. Thus, the location of the DAB and ES in the mill drum, while their working surfaces are parallel to each other, allows obtaining the best results of the output parameters ($Q = 170$ kg/h, $q = 22.7$ W h/kg for ($\varphi_2, \varphi_1, \alpha$; $l_1 = \text{const}$). This location of energy exchange devices in the drum of the mill contributes to the creation of intense crushing-abrasive action of the milling bodies on the grinding material.

When the ellipse segment is displaced in one direction or another, the output parameters of the grinding process deteriorate. This is due to the creation in the second chamber of the mill conditions under which a part of grinding bodies operates in the waterfall mode. Such motion of the grinding bodies is ensured by the formation of a spatial trapezoidal figure between the energy exchangers, which helps to raise them to a bigger height. The symmetric nature of the change in the indices at the same angle of rotation of the ES along and against the direction of rotation of the drum is due to their different spatial positions relative to each other.

With an increase in the grinding factor of the mill (Figure 4) from $\varphi_2 = 0.269$ to $\varphi_2 = 0.3$ (at $\xi = 0^\circ$), there is observed a slight decrease in the specific electric power consumption from $q = 23.8$ W h/kg to $q = 22.7$ W h/kg, i.e. on 4.6%. This is due to a faster increase in productivity than the power consumption of the drive. A further increase in φ_2 to $\varphi_2 = 0.331$ does not lead to a significant improvement in the output. This indicates the need to maintain the loading factor of grinding bodies of the second mill chamber, equal to

$$\varphi_2 = 0.3.$$

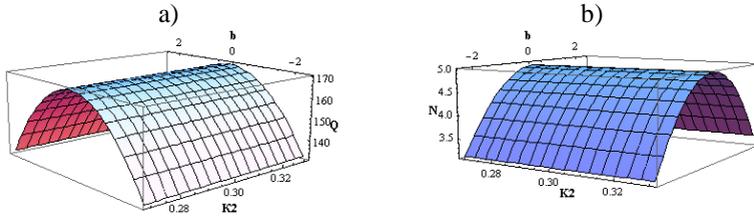


Figure 4. Influence of the displacement angle of the ES with relative to the LDE on Q , N , q at different loading values of the grinding bodies of the second chamber, ($\varphi_1 = 0.16$; $\alpha = -30^\circ$; $l_1 = 0.6$ m)

Analysis of the graphical dependence Q , N , $q = f(l, \alpha)$ (Figure 5) makes it possible to determine the influence of the length of the chambers on the output parameters of the ball mill at different slope angles of the ellipse segment.

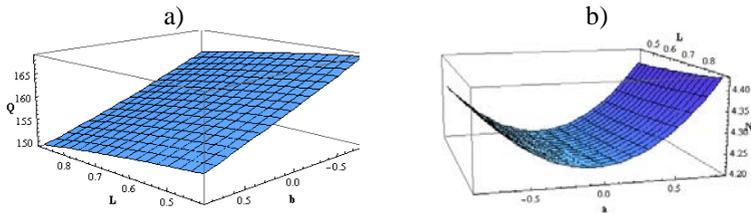


Figure 5. Influence of the length of the first chamber on Q , N , q for different angles of inclination of the ellipse segment ($\varphi_1 = 0.16$; $\xi = 0^\circ$; $\varphi_2 = 0.3$)

Extremes of functions that describe the change in Q productivity and specific energy consumption q for different angle of inclination of the blade ellipse segment correspond to the position of the length of the first chamber on the graphs equal to $l_1 = 0.6$ m.

The change in the angle of inclination of vane ellipse segment α from the vertical position in either direction to $\alpha = -48.2^\circ$ and $\alpha = 48.2^\circ$ (Figure 5) entails a change in the nature of the action of the ellipse segment on grinding bodies, which adversely affects the aggregate productivity.

The change in the length of the first chamber from position $l_1 = 0.6$ m leads to a decrease in the mill's productivity because of a decrease in its length the coarser product enters the chamber of fine grinding. And as its length increases the second mill chamber decreases, which does not provide the required grinding quality.

The best results of the process of disaggregation and grinding, judging by the minimum specific energy consumption in the grinding of clinker

with anisotropic texture obtained after force deformation between the rolls of a press roller grinder equal to $q_{min} = 22.7 \text{ W h/kg}$ ($Q = 170 \text{ kg/h}$), are achieved with: the angle of inclination of the ellipse segment equal to $\alpha = -30^\circ$, the length of the first chamber - $l_1 = 0.6 \text{ m}$, the loading coefficients of the chambers - grinding bodies $\varphi_1 = 0.16$, $\varphi_2 = 0.3$, and the displacement angle of the double-action blade relative to the segment - $\xi = 0^\circ$.

3. Conclusion

Thus, the conducted experimental studies on the process of deagglomeration and grinding in a ball mill, equipped with an ES of the pre-crushed in PVI clinker with an anisotropic texture, testify to the advisability of realizing the shock-shearing effect of grinding bodies in the first mill chamber and the crushing-shearing effect of it in the second. The rational operating mode of the ball mill is ensured when the ellipse segment is tilted from the unloading bottom at an angle of 30° from the vertical axis of the mill drum when its working surface is parallel to the double-action blade, at $\varphi_1 = 0.16$, $\varphi_2 = 0.3$, $l_1 = 0.6 \text{ m}$ and $\xi = 0^\circ$. The following results are achieved: $q_{min} = 22.7 \text{ W h/kg}$, $N = 3.86 \times 10^3 \text{ W}$, $Q = 170 \text{ kg/h}$.

4. Acknowledgments

The article was prepared within the development program of the Flagship Regional University on the basis of Belgorod State Technological University named after V.G. Shoukhov, using equipment of High Technology Center at BSTU named after V.G. Shoukhov

References

- 1 Romanovich A A, Glagolev E S and Babaevsky A N 2014 Technology of obtaining binders using industrial waste *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov* **5** 102–105
- 2 Romanovich A A 2011 Energy saving in production of building products *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov* **3** 69-73
- 3 Romanovich M A, Yevtushenko E I, Romanovich L G and Ospishev P I 2012 State support for innovative entrepreneurship of young scientists on the basis of Russian universities and Belgorod region *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov* **2** 117-120
- 4 Rudychev A A, Romanovich L G and Romanovich M A 2013 Incentives for innovative activity of young scientists on the basis of higher educational institutions in Russia. Experience of Belgorod state technological university named after V.G. Shoukhov *World applied sciences journal* **12** 1754-57
- 5 Kozlovskiy V I, Vaytekhovich P E 2012 Milling of materials in ball mill with mixer *Proceedings of BSTU Chemistry and technology of inorganic substances* **3** 126-129
- 6 Romanovich A A, Glagolev S N, Romanovich M A and Babaevskiy A N 2016 The method of computing the efforts of preconsolidation *International Journal*

7 Kozlovskiy V I, Vaytekhovich P E 2016 Milling of materials in a ball mill with mixer of continuous action *Bulletin of the Polotsk State University* **3** 61-65

8 Verzhanskiy A P 2002 The influence of the grinding chamber forms of mills with ball load on the efficiency of the grinding process *Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal)* **10** 203-206

9 Romanovich A A 2014 Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences* **11** 2367-70

ارائه‌ی الگوریتم مدیریت پرواز برای هدایت و کنترل آنلاین تمام خودکار پهپادها

چکیده

در این تحقیق کوشش شده است تا یک الگوریتم اجرایی مدیریت پرواز برای هدایت و کنترل تمام خودکار و آنلاین پهپادها در تمامی فازهای پروازی ارائه گردد. این الگوریتم مدیریت پرواز از مجموعه قوانین هدایتی برگرفته از روش هدایت تعقیب نقاط مجازی در فاز گذر از نقاط راه، و هدایت فازهای برخاست و نشست تشکیل شده است. مزیت الگوریتم طراحی و پیاده‌سازی شده این است که تمامی مراحل عملیات پهپاد از برخاست تا فرود در نقطه مورد نظر، به صورت تمام خودکار انجام می‌گیرد. ابتدا نقاط مورد نظر برای عبور پهپاد از آنها و انجام عملیات احتمالی در آنها و همچنین نقطه مورد نظر برای فرود و راستای باند فرود توسط کاربر مشخص شده و سپس تمام عملیات پس از برخاست، به صورت خودکار انجام می‌شود. در ادامه برای اجرایی کردن این الگوریتم با ترکیب قوانین هدایت و کنترل، این الگوریتم با استفاده از شبیه‌سازی 6 درجه آزادی پهپاد Yak-54 اجرا شده و مسیر پرواز پهپاد با توجه به دینامیک آن استخراج شده و به عنوان نتیجه حاصل از پیاده‌سازی نرم‌افزاری الگوریتم ارائه شده است.

کلمات کلیدی

گذر از نقاط راه، کنترل پرواز، هدایت و کنترل تمام *PID* پهپاد، هدایت آنلاین، کنترل خودکار، سیستم مدیریت پرواز

A FLIGHT MANAGEMENT ALGORITHM FOR ONLINE AUTOMATIC GUIDANCE AND CONTROL OF UAVS

E. Amini¹, A. Chaman Motlagh², M. Asgari³

1. K. N. Toosi University of Technology Tehran, Iran

2. Imam Hossein university, Tehran, Iran

3. Amir Kabir university of Technology, Tehran, Iran

In this paper, an applicable flight management algorithm for online automatic guidance and control of military Unmanned Aerial Vehicles (UAVs) in all flight phases presented. The algorithm consists of rules of pursuit guidance of virtual way-points method and guidance in rising and landing phases. One important advantage of this method is that all operations from rising to landing are completely automatic. Waypoints and landing point and runway direction are defined before start of operation and rising of the UAV and then all operations will be done automatically by guidance algorithm. A six degree of freedom model of Yak-54 is used for implementing the algorithm in software simulation and observing the flight path of the UAV based on its aerodynamic.

Keywords: UAV, online guidance, flight control, Way-point, PID controller, automatic guidance and control, flight Management system.

1- مقدمه

طراحی، پیاده سازی و توسعه سیستم‌های هدایت و کنترل پهپاد (هوایم‌ای بدون سرنشین) از مسائل تحقیقاتی و جالب توجه مهندسان هوافضا و کنترل بوده و همواره روشها و الگوریتم‌های جدیدی برای این منظور ارائه می‌گردد. آنچه در این مورد اهمیت دارد، ارائه روشها و الگوریتم‌هایی با کارایی مناسب و قابلیت اطمینان بالا، در شرایط مختلف عملیاتی می‌باشد. بیشتر مأموریت‌های پروازی، زمانی موفق تلقی می‌شوند که پهپاد به نقطه مشخص شده‌ای از مسیر برسد، تا بتواند در آن دستورات جدیدی را دریافت و در انتها به درستی بازیابی شود. دو دسته بندی معمول از سیستم هدایت یک هوایم‌ای متعارف بر اساس مسیری که بین نقاط مسیر پیموده می‌شود، وجود دارد. این دسته‌بندی‌ها عبارتند از:

- مستقیم به سمت نقطه راه (DTW)
- مسیر به سمت نقطه راه (TTW)

روش DTW بر اساس اختلاف زاویه بین نقطه مسیر و موقعیت پهپاد دستورات مسیریابی را به آن می‌دهد. زمانی که پرند به نقطه مورد نظر می‌رسد، سیستم کنترل فرمان جدیدی برای هدایت آن به سمت نقطه بعدی صادر می‌کند. در روش TTW، هدف دنبال کردن مسیر بین نقاط است. در این روش، انحراف موقعیت فعلی پهپاد از مسیر مشخص شده پرواز به حداقل رسانده می‌شود. در نتیجه این روش مسیریابی محدودیت‌های اضافی برای مسیر پروازی که پهپاد باید طی کند، می‌گذارد و در این مورد علاوه بر رسیدن به نقطه مسیر نهایی، اینکه پهپاد از چه مسیری به آن نقطه برسد، نیز دارای اهمیت می‌باشد. هر دو شیوه دارای خطاهایی هستند و این مسئله به وضوح در نحوه طی کردن مسیر پروازی هوایما آشکار می‌شود. در طی عبور از یک نقطه مسیر به نقطه دیگر و به ویژه زمانی که زاویه بین این دو مسیر متوالی حاده باشد، هوایما اغلب از مسیر مطلوب پرواز منحرف می‌شود تا مسیریابی خود را تصحیح کند [1-3].

در این تحقیق توسعه یک قانون هدایتی که مفاهیم هدف مجازی را با مفاهیم هدایت تعقیبی ترکیب می‌کند، به بحث گذاشته می‌شود، تا پرند بر اساس دینامیک خود مسیر یکنواختی را در بین نقاط مسیر ببیماید. همچنین فازهای برخاست و نشست پهپاد به مراحل اوج‌گیری با شیب ثابت و نزدیک شدن به باند، سرش با شیب ثابت و کاهش ارتفاع به صورت نمایی تقسیم‌بندی شده است.

مسیر مراحل فرود به صورت تابعی از فاصله تا باند و نقطه مورد نظر برای فرود برنامه‌ریزی شده است. از موارد ابتکاری این تحقیق اجرای الگوریتم مدیریت پرواز برای یکپارچه‌سازی فرامین هدایتی و ایجاد بستر هوشمند سازی و وسیله‌ی پرنده می‌باشد. قابل ذکر است که کنترل متغیرهای دینامیکی پرنده توسط کنترل‌کننده‌های PID صورت می‌گیرد. در بخش دوم این مقاله ساختار الگوریتم مدیریت پرواز معرفی شده و قسمتهای مختلف آن برای فازهای مختلف پروازی، تشریح می‌شوند. در قسمت سوم مقاله نیز ساختمان کنترلر مورد استفاده بیان شده و ارتباط آن با الگوریتم هدایت نشان داده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی در قسمت چهارم آورده شده‌اند و در انتها نیز نتیجه‌گیری این تحقیق بیان می‌شود.

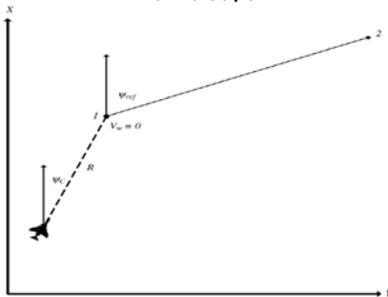
2- الگوریتم مدیریت پرواز

اصطلاح الگوریتم مدیریت پرواز، در ساده‌ترین سطح، در واقع بیانگر هدایت و کنترل خودکار فرآیند برخاست، پیمودن مسیر طراحی شده و گشت زنی و فرایند فرود برای یک پهپاد می‌باشد [4]. سطوح بالاتر هوشمند سازی پهپاد، شامل مصون ماندن از خطر تهدیدهای خارجی از جمله موانع طبیعی ثابت و متحرک می‌باشد که در این مقاله به ساده‌ترین روش اجرای این الگوریتم پرداخته می‌شود.

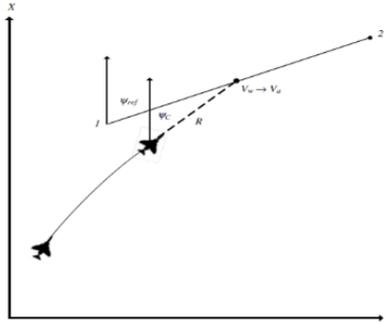
2-1- الگوریتم هدایت برای گذر از نقاط مسیر

روش هدایت مورد استفاده برای گذر از نقاط راه، الگوریتم هدایت نقطه مسیر مصنوعی (SWG) می‌باشد. در الگوریتم SWG، یک مسیر پرواز در فضای اینرسی نسبت به یک دستگاه مختصات محلی ثابت، مشخص می‌شود. عملکرد الگوریتم SWG بر پایه ردیابی نقطه مسیر مصنوعی می‌باشد. نقطه مسیر به این دلیل مصنوعی خوانده می‌شود که نقطه مسیر اصلی تعیین شده توسط کاربر نیست، بلکه این نقطه توسط الگوریتم هدایت و در حین گذر از نقاط مسیر تعیین می‌شود.

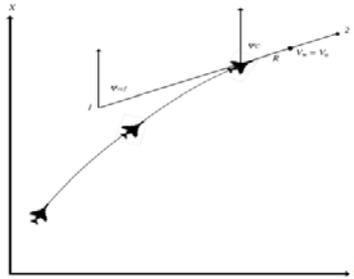
با توجه به شکل (2) که نمایانگر بخشی از مسیر است، فرض می‌شود که هدف قرار گرفتن در شعاع مطلوبی از نقطه 1 و سپس با طراحی مسیر مجازی، حرکت به سمت نقطه 2 می‌باشد. در ابتدا مطابق شکل (1)، پهپاد در فاصله R از مسیر پرواز که با خط دید بین آن و نقطه مسیر مصنوعی تعریف شده است، قرار دارد. متغیر ψ_c بیانگر زاویه هدینگ دستور داده شده، توسط الگوریتم هدایت است که هواپیما برای قرار گرفتن در جهت نقطه مسیر بعدی نیاز دارد. بر اساس شکل (2) همان‌طور که فاصله شعاعی R در طی مسیر تعقیب کاهش می‌یابد، نقطه مسیر مصنوعی حرکت خود را در راستای مسیر پرواز بین نقاط 1 و 2 و در راستای یک مسیر مرجع با هدینگ ψ_{ref} که به وسیله هندسه مسیر پرواز تعریف شده است، آغاز می‌کند.



شکل (1): حالت اوليه بين پهپاد و نقاط ثابت [1]



شکل (2): حالت مياني بين پهپاد و نقاط ثابت [1]



شکل (3): مسير پرواز نهايي [1]

در طی حرکت نقطه راه مصنوعی، سرعت این نقطه در راستای مسیر پرواز مرجع، به تدریج زیاد می‌شود که این مسئله پهپاد را ناچار می‌سازد، هدینگ خود را با فرمان کنترلی مناسب تغییر دهد تا یک مسیر تعقیب مستقیم حفظ شود. با کاهش بیشتر فاصله شعاعی بین پهپاد و نقطه 2، سرعت نقطه مصنوعی نیز افزایش پیدا می‌کند تا با سرعت هواپیما متناسب باشد. در نتیجه، هواپیما دائماً نقطه‌ی مسیر در راستای مسیر پرواز را دنبال می‌کند (شکل (3)).

1-1-2- قوانین هدایت

به منظور عملکرد صحیح الگوریتم SWG، باید قیود مشخصی برای رفتار دینامیکی نقطه مسیر مصنوعی اعمال گردد. این قیود به دلیل اطمینان از مسیریابی صحیح پهپاد تعریف می‌شوند. نقطه مسیر مصنوعی تنها می‌تواند بین نقاط اینرسی تعیین شده در راستای مسیر پرواز حرکت کند. این قید از این جهت لازم است که حرکت نقطه مسیر مصنوعی حتماً در راستای مسیر پرواز تعریف شده باشد. این شرط به صورت ریاضی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\begin{bmatrix} X_w \\ Y_w \\ Z_w \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} X_w \\ Y_w \\ Z_w \end{bmatrix}_{i-1} + V_w \begin{bmatrix} \cos \gamma_{ref} \cos \psi_{ref} \\ \cos \gamma_{ref} \sin \psi_{ref} \\ -\sin \gamma_{ref} \end{bmatrix} \Delta T \quad (1)$$

که در آن X_w ، Y_w و Z_w مکان سابعدي نقطه متحرک مصنوعی را در فضای اینرسی تعریف می‌کنند. متغیر V_w سرعت نقطه مسیر مصنوعی را تعریف می‌کند. متغیرهای ψ_{ref} و

γ_{ref} به ترتیب زاویه هدینگ مرجع و زاویه اوج یا صعود مسیر پرواز بین نقاط ثابت را مشخص می‌کنند و ΔT بازه زمانی نمونه‌برداری می‌باشد که برای جدید کردن مکان نقطه مسیر مصنوعی، تعریف شده است.

حداقل فاصله بین نقطه مسیر مصنوعی و پهپاد، که به آن بُرد مجازی می‌گویند، باید در محدوده الگوریتم هدایت تنظیم شود. این قید به صورت غیرمستقیم بیان می‌کند که پرنده هیچگاه نمی‌تواند به نقطه مسیر مصنوعی از حداقل برد مجازی تعریف شده R^* ، نزدیکتر شود. این شرط به این صورت نوشته می‌شود:

$$R \geq R^* \quad (2)$$

که در آن R فاصله شعاعی بین پرنده و مکان فعلی نقطه مسیر مصنوعی را مشخص می‌کند. برد مجازی مطلوب برای یک شرایط پروازی داده شده، به وسیله سرعت کنونی و افق زمانی وسیله پرنده تعریف می‌گردد. برد مجازی طبق روابط ریاضی به صورت زیر است:

$$R^* = V_a T_H \quad (3)$$

که در آن V_a سرعت فعلی هواپیما و T_H افق زمانی که پهپاد در آن به تغییرات مسیر پرواز پاسخ مناسب نشان می‌دهد، می‌باشند. سرعت نقطه مسیر به وسیله نسبت برد مجازی به فاصله شعاعی فعلی که در سرعت کنونی هواپیما ضرب می‌شود، دیکته می‌شود.

$$V_w = V_a \frac{R^*}{R} \quad (4)$$

که در آن V_w سرعت نقطه مسیر مصنوعی در راستای مسیر پرواز مرجع است. این قید با سناریوهای متداول درگیری تعقیب کننده-هدف، که در آنها دینامیک حرکات هدف و تعقیب کننده مستقل از هم هستند، تفاوت دارد. در این وضعیت، دینامیک نقطه مسیر مصنوعی و هواپیما ذاتاً به وسیله R و V_a به هم مرتبط هستند.

2-1-2- فرمان‌های کنترل پهپاد

کنترل پهپاد به وسیله دستورات زاویه‌ای هدینگ و زاویه صعود انجام می‌شود که از اختلاف مکانی بین موقعیت فعلی پرنده و نقطه مسیر مصنوعی، از طریق اندازه‌گیری‌های دینامیک خط دید بدست می‌آید. مختصات (X_a, Y_a, Z_a) و (X_w, Y_w, Z_w) به ترتیب مکان فعلی هواپیما و نقطه مسیر مصنوعی را در دستگاه مختصات اینرسی تعریف می‌کنند. در نتیجه، زوایای هدینگ و صعود به مکان فعلی نقطه مسیر مصنوعی به صورت زیر تخمین زده می‌شود:

$$\psi_c = \tan^{-1} \left(\frac{R_y}{R_x} \right) \quad (5)$$

$$\gamma_c = \tan^{-1} \left(\frac{R_z}{R} \right) \quad (6)$$

که در آن:

$$R_x = X_w - X_a \quad (7)$$

$$R_y = Y_w - Y_a \quad (8)$$

$$R_z = -Z_w + Z_a \quad (9)$$

متغیر ψ زاویه هدینگ دستور داده شده و γ زاویه صعود دستور داده شده نسبت به مکان فعلی پهپاد هستند [1].

2-2- الگوریتم برخاست

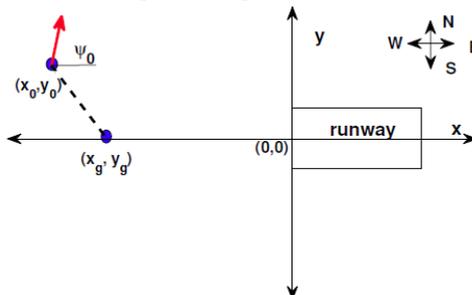
پهپاد مورد بررسی در این تحقیق، پرنده‌ای با مکانیزمی ساده برای پرتاب است که با داشتن سرعت اولیه مناسب و با زاویه‌ی مشخصی تا ارتفاع مناسب صعود می‌کند. بنابراین الگوریتم هدایتی برخاست، فقط شامل فرمان نرخ صعود است که با دادن فرمان به بالابر با ماکزیم نیروی بیش‌تران صورت می‌پذیرد. این الگوریتم تا رسیدن پهپاد به ارتفاع مشخص و حفظ ارتفاع ادامه می‌یابد.

2-3- الگوریتم فرود

بازیابی پهپاد در هنگام فرود یکی از عملکردهای کلیدی در پرواز است که بیان‌کننده موفقیت کلی مأموریت می‌باشد. فرود به خصوص در مورد وسایل پرنده سبک که در آنها مدهای طولی و عرضی کوپل می‌باشند، مرحله‌ای نسبتاً دشوار می‌باشد. در این مورد با استفاده از مدل‌های خطی که در آنها فرض بر کوپل نبودن مدهای طولی و عرضی است، نمی‌توان برخورد کرد. مسیر فرود وسایل هوایی را به صورت عمومی می‌توان به مراحل نزدیک شدن و همراستا شدن با باند، فرود با شیب ثابت و فرود در مسیر نمایی تقسیم‌بندی کرد.

2-3-1- همراستا شدن و نزدیک شدن به باند فرود

اولین مرحله از الگوریتم فرود، همراستا شدن با باند فرود و کاهش ارتفاع تا حد معینی می‌باشد. در این مرحله فرض می‌شود که پهپاد در آخرین نقطه مسیر مورد نظر یا هر نقطه دلخواه دیگری بوده و دستور فرود صادر می‌شود. بلافاصله پس از صدور دستور فرود، با توجه به مختصات نقطه فرود و همچنین راستایی که پهپاد باید در آن راستا و با زاویه تعیین شده به نقطه فرود نزدیک شود، یک نقطه مسیر جدید توسط الگوریتم هدایت تعیین می‌شود. نقطه مسیر جدید در فاصله‌ی حدود 1500 متری از نقطه فرود می‌باشد. در این نقطه هواپیما باید در یک ارتفاع مناسب قرار بگیرد و زاویه هدینگ آن هم در راستای باند که توسط کاربر تعیین می‌شود، باشد. این زاویه نسبت به محور x و در جهت مثلثاتی محاسبه می‌شود.



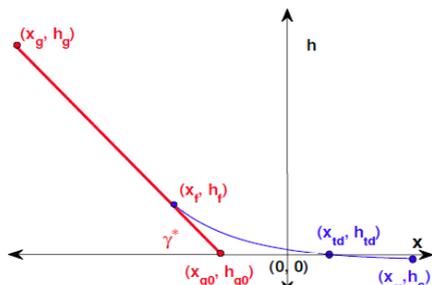
شکل (5): هندسه مرحله نزدیک و همراستا شدن در صفحه $x-y$ [5]

اگر پرنده در ابتدای صدور فرمان فرود در نقطه (x_0, y_0) باشد و جهت‌گیری ابتدایی آن ψ_0 باشد، کافی است زاویه مورد نیاز برای رسیدن پرنده به نقطه مورد نظر (x_g, y_g) را که

تصویر آن روی زمین در فاصله افقی مشخص از باند فرود و در راستای آن است، محاسبه کرده و به عنوان فرمان هدایت به پرنده اعمال کرد. با در نظر گرفتن نقطه فرود به عنوان مبدأ، نقطه مورد نظر برای اولین مرحله فرود، روی خطی در صفحه $x-y$ که با زاویه تعیین شده توسط کاربر از مبدأ عبور کرده و فاصله آن تا مبدأ حدود 1500 متر باشد، قرار دارد.

2-3-2- کاهش ارتفاع با شیب ثابت

پس از قرارگیری پهپاد در نقطه (x_g, y_g) ، فاز بعدی که مربوط به کاهش ارتفاع تدریجی پرنده تا نقطه نشست کامل می‌باشد، شروع شده و ارتفاع با شیب مشخصی کاهش پیدا می‌کند. مسیر مورد نظر در این مرحله، خطی در صفحه $x-z$ است که از نقاط (x_g, h_g) و (x_{g0}, h_{g0}) عبور نماید. مختصات نقطه (x_{g0}, h_{g0}) بر اساس شرایط محیطی و سرعت پهپاد تعیین می‌شود که در شبیه‌سازی (0 و -300) انتخاب شده است.



شکل (6): هندسه فرود در صفحه $x-h$ [5]

با توجه به شکل (6)، نقطه (x_g, h_g) نقطه‌ای است که شیب مسیر آغاز می‌گردد و نقطه (x_f, h_f) هم جایی است که مرحله کاهش ارتفاع به صورت نمایی آغاز می‌گردد. در زمانی که پهپاد به مرحله ابتدایی کاهش ارتفاع وارد می‌شود، زاویه مسیر ابتدایی که پرنده باید دنبال کند، به صورت زیر است:

$$\gamma^* = \tan^{-1} \left(\frac{h_g - h_{g0}}{x_g - x_{g0}} \right) \quad (10)$$

بنابراین ارتفاع مطلوب در هر نقطه از این مسیر را می‌توان به صورت تابعی از فاصله رو به جلو نوشت:

$$h^* = (x - x_{g0}) \tan \gamma^* \quad (11)$$

که h^* فرمان ارتفاع اعمالی به پهپاد می‌باشد.

2-3-3- کاهش ارتفاع به صورت نمایی

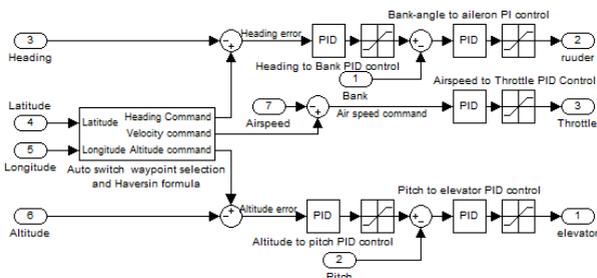
در طول مرحله کاهش ارتفاع نمایی، ارتفاع پهپاد تا زمین کنترل می‌شود. ارتفاع مطلوب در این مرحله را می‌توان به صورت تابعی از فاصله رو به جلو (x) برنامه ریزی کرد:

$$h^* = h_c + (h_f - h_c) e^{-k_x(x-x_f)} \quad (12)$$

در معادله بالا مجهولات شامل ارتفاع شروع عملیات در این مرحله (hf)، فاصله افقی در آغاز این مرحله تا نقطه فرود (xf)، ارتفاع نهایی روی زمین (hc) که مسیر نمایی باید به آن ختم شود و ثابت kx می‌باشند. این چهار مجهول را می‌توان تحت چهار قید مشخص کرد که دو شرط مربوط به محل تغییر از فاز فرود با شیب ثابت به مرحله فرود نمایی و دو شرط هم از نقطه برخورد به زمین و سرعت کاهش ارتفاع در آن نقطه به دست می‌آیند. همچنین می‌توان کنترل مستقیمی بر روی نقطه تماس و نرخ فرود در هنگام تماس داشت که ممکن است به عنوان پارامترهای طراحی و تنظیم بر حسب نیاز مورد استفاده قرار گیرند [5، 6].

3- ساختمان کنترلر

هدف این قسمت طراحی الگوریتم کنترل، برای تعقیب مناسب دستورهای هدایت می‌باشد. شکل (7) شماتیک کلی الگوریتم هدایت و کنترلر طراحی شده برای کنترل تمامی فازها را نشان می‌دهد.

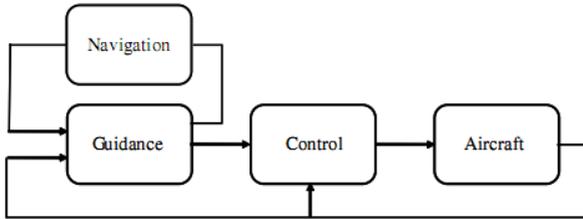


شکل (7): ساختمان کنترلر طولی، عرضی-سمتی

همان‌طور که از شکل (7) مشاهده می‌شود، کنترلر طراحی شده در دو مود طولی و عرضی-سمتی طراحی شده است. در مود طولی هدف از طراحی کنترل‌کننده برای ارتفاع، پرواز هواپیما در ارتفاعی مشخص با دادن زاویه‌ی بالابر مناسب می‌باشد. برای حرکات عرضی-سمتی هواپیما، از دو سطح کنترلی شیب و سکان عمودی استفاده می‌شود که اغلب سکان عمودی برای اصلاح خطاهای کوچک و تغییرات اندک هدینگ پرواز می‌باشد. در شرایط پرواز معمولی، استفاده از شهپر برای تغییر هدینگ باعث ایجاد نتایج بهتری خواهد شد [7، 8].

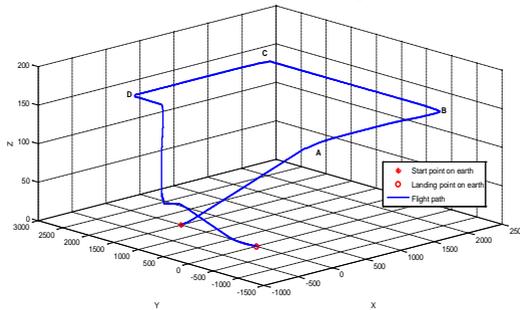
4- نتایج شبیه سازی

شبیه‌سازی در حالت کلی برای یک فرآیند کامل برخاست، گذر از نقاط مسیر و فرود در موقعیت مورد نظر انجام شده است. تمامی این مراحل به صورت خودکار انجام می‌شوند و پارامترهای مورد نظر برای عملیات پرواز، قبل از اجرای شبیه‌سازی توسط کاربر تعیین می‌شوند. پهپاد انتخابی پرنده تجسسی با وزن خالص 6/8 کیلوگرم و با دهانه بال 2/175 متر می‌باشد. در شبیه‌سازی‌های انجام شده در این تحقیق، پهپاد از نقطه (0، 0، -1500) شروع به پرواز کرده و پس از اوج گرفتن و رسیدن به ارتفاع 150 متری، نقاط A، B، C و D را به ترتیب طی کرده و پس از اعمال فرمان فرود، با توجه به زاویه تعیین شده توسط کاربر، پهپاد در مسیری قرار می‌گیرد که با زاویه مورد نظر در مبدأ مختصات فرود بیاید. همچنین در هنگام عملیات فرود، ارتفاع پهپاد نیز طی چند مرحله کاهش می‌یابد.

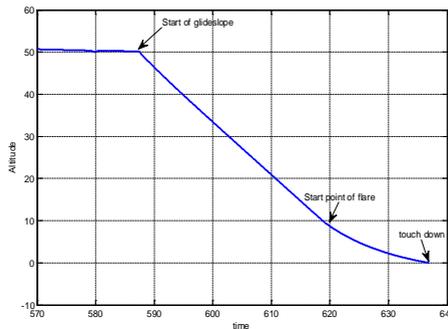


شکل (8): ساختمان کلی کار

با توجه به شکل‌های (9) و (10) در نتایج شبیه‌سازی مشاهده می‌شود که الگوریتم مورد استفاده در هدایت پهپاد در گذر از نقاط مسیر، به خوبی عمل کرده و انحراف پرنده از مسیر مستقیم در عبور از نقاط مسیر و تغییر مسیر از یک نقطه به نقطه دیگر به حداقل رسیده است. همچنین در مورد فرود نیز، کاهش ارتفاع مطابق الگوی مورد نظر، به خوبی انجام شده است.

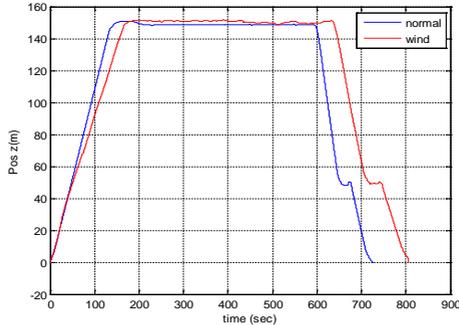


شکل (9): نمای سه بعدی از مسیر پروازی شبیه‌سازی شده

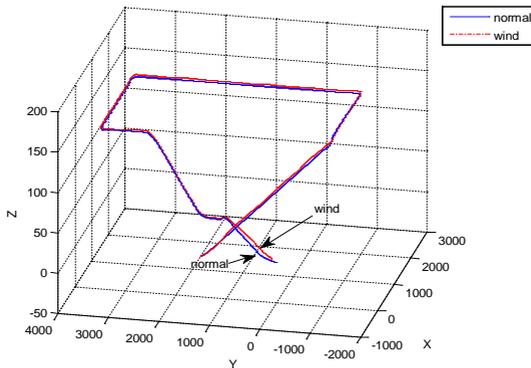


شکل (10): مراحل فرود پهپاد در شبیه‌سازی

با اضافه کردن باد 5 متر بر ثانیه شرقی- غربی و 5 متر بر ثانیه شمالی- جنوبی شبیه‌سازی تکرار شده و همانطور که در شکل‌های (11) و (12) مشاهده می‌شود، در این شرایط جوی، الگوریتم پاسخ نسبتاً مناسبی داده و هدایت پرنده در مسیر مطلوب صورت می‌پذیرد.

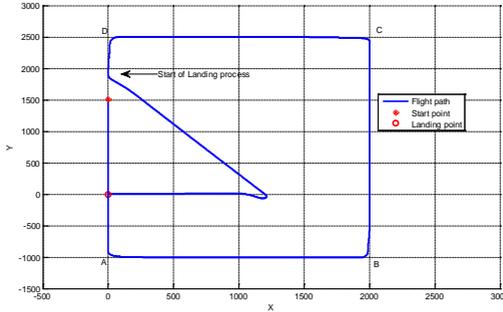


شکل (11): نمودار ارتفاع پروازي - زمان در دو حالت بدون باد و با باد



شکل (12): مسیر پرواز پهپاد در گذر از نقاط راه در دو حالت با باد و بدون باد

در یک شبیه‌سازی دیگر با توجه به شکل (13) مشاهده می‌شود، در صورتیکه راستای مسیر پروازي با باند فرود یکی نباشد، پس از عبور از آخرین نقطه مسیر و پس از صدور فرمان فرود، برای اینکه فرود در زاویه تعیین شده توسط کاربر صورت پذیرد، پهپاد توسط الگوریتم هدایت از مسیر مستقیم منحرف شده و در امتداد خطی که در راستای خط مرکزی باند است قرار می‌گیرد. پس از این تغییر مسیر، سناریوی فرود به اجرا گذاشته شده و پرنده مأموریت خود را با موفقیت به پایان می‌رساند. در این شبیه‌سازی زاویه مورد نظر برای فرود که توسط کاربر انتخاب شده است، 180 درجه می‌باشد.



شکل (13): مسیر پرواز پهپاد برای گذر از نقاط راه و فرود با زاویه 180 درجه

5- نتیجه

با توجه به خروجی‌ها و نتایج شبیه‌سازی که در قسمت قبل ارائه شد، الگوریتم پیاده‌سازی شده برای پرواز هدایت تمام خودکار پهپاد به طور مناسبی پاسخ داده است. آنچه به عنوان یک نتیجه مشخص از این تحقیق قابل ارائه و دفاع می‌باشد، عبارت است از یک روش علمی-کاربردی و قابل اجرا که می‌توان در اسرع وقت و با کمترین هزینه پهپاد مورد نظر را شبیه‌سازی نموده و به طراحی خلبان خودکار برای تمامی فازهای پرواز آن پرداخت. استفاده از چنین فرآیندی خصوصاً در شرکت‌های تجاری که زمان و هزینه دو عامل مهم برای سودآوری اقتصادی است، بسیار مهم می‌باشد. با این حال برای بررسی دقیق‌تر این الگوریتم باید، بر روی پرنده‌های واقعی پیاده‌سازی نمود تا در صورت وجود عوامل ایجادکننده خطا، الگوریتم را اصلاح نموده و برای ارائه تجاری آن بهینه نمود [9، 10].

مراجع

- [1] B. Medagoda, W. Gibbens, "Synthetic-Waypoint Guidance Algorithm for Following a Desired Flight Trajectory", Journal of guidance, control and dynamics, Vol. 33, No. 2, pp. 601-606, 2010.
- [2] لنگری، مجید؛ سلیمانی، حسین؛ صابری، محمدتقی؛ میرمحمدصادقی، یحیی، "مراحل و ابزارهای شبیه‌سازی و طراحی خلبان خودکار پهپاد"، نهمین کنفرانس انجمن هوافضای ایران، تهران، 1388.
- [3] لنگری، مجید و سلیمانی، "طراحی نرم افزار خلبان خودکار کلاخ با استفاده از شبیه ساز Aerisim Simulink"، اولین کنفرانس شبیه‌سازی پرواز، تهران، آذر 1388.
- [4] S. T. Karris, Introduction to state-flow with applications, orchard publications, 2007.
- [5] S. Sinhg & R. Padhi, "Automatic Path Planning and Control Design for Autonomous Landing of UAVs using Dynamic Inversion", American Control Conference, 2009.
- [6] B. Prasad and S. Pradeep, "Automatic Landing System Design using Feedback Linearization Method", Proceedings of AIAA InfoTech Aerospace Conference and Exhibit, 2007.
- [7] J. S. Jang & D. Liccardo, "Small UAV Automation Using MEMS", IEEE A&E system magazine, 2007.

- [8] J. S. Jang & D. Liccardo, "Automation of Small UAVs Using A Low Cost MEMS Sensor and Embedded Computing Platform", IEEE A&E system magazine, 2006.
- [9] Sadraey MH., "Design of a Nonlinear Controller for a Complete Unmanned Aerial Vehicle Mission", Phd thesis, Kansas University, 2005.
- [10] R. Jager, "Test and Evaluation of the Piccolo II Autopilot System on a One-Third Scale Yak-54", M.Sc. thesis, Kansas University, 2005.

MODEL-BASED FAULT DETECTION USING RBF NETWORKS AND EXTENDED KALMAN FILTER

E. Amini, M. Aliyari Sh., H. Tolouei, M. Mansouri¹

1. K. N. Toosi University of Technology Tehran, Iran

In this study, a model-based fault detection method is developed using two Radial Basis Function (RBF) Neural Networks. Two RBF neural networks are used as process output models. One of RBF neural network estimates the process outputs with positive error and the other one estimates the process outputs with a negative error for all training data. Extended Kalman Filter (EKF) algorithm is used for training of neural network parameters. Outputs and variables of the penicillin fermentation simulator are used as practical data for testing the performance of the algorithm. The results of simulation reveals the efficiency of the proposed method.

Keywords: Radial basis function networks, Extended Kalman filter, Fault detection and Fermentation processes.

I. INTRODUCTION

Batch processes are mostly used in chemical, biochemical, semiconductor and some other industries for mass production of high quality materials. Because of the large number of variables of these processes, they need very accurate and fast control and monitoring methods and devices. One of the problems in these processes is fault that may result in inconvenient process outputs. Fault is an unwanted deviation of a process variable from its normal behavior. It is ideal to detect faults and identify faulty variables at the occurrence time or one sample after that; so there are many methods proposed for this purpose. Generally, fault detection methods can be divided in two major groups: signal-based and model-based fault detection.

In model-based fault detection, an input-output model of the process is needed. The residuals are generated from real process outputs and outputs of

the model. A good model which generates proper outputs of the system from an input vector, strongly improves fault detection accuracy. A schematic of this method is shown in Fig. 1. Model can be of any form such as state space, process model, linear or nonlinear model. In this paper a nonlinear model is used.

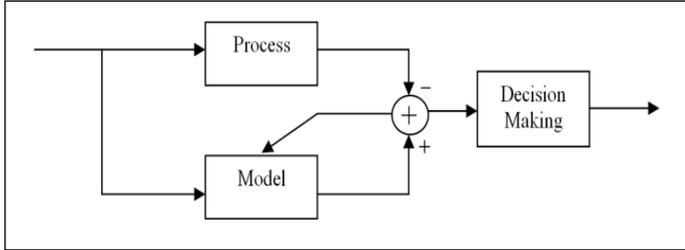


Fig. 1. Model based fault detection scheme

There are many methods used for fault detection of penicillin fermentation simulator variables and outputs. In [1], fault detection and diagnosis of penicillin fermentation simulator is done by signal based methods. Another signal based method using principle component analysis is done in [2]. Most of works done on penicillin fermentation process simulator are signal based fault detection methods. There are few works on model based fault detection of this process, because of large number of process inputs and variables. Accurate modeling of these process variables needs high order models and high computing cost.

In this paper two neural network models are used to create input-output models for each process output. One of the RBF neural networks estimates the output with positive error. In the other words, the output of this RBF neural network is equal or greater than real output with a bounded error for approximately all training data. This model is named upper limit RBF neural network. Another RBF neural network estimates the output with negative error and for all training data the model output is equal or lower than real output with a bounded error. This model is named lower limit RBF. One advantage of this method is that it is created models with small number of neurons and there is no need to create very complex and accurate models. The reason is that the training error is limited and bounded. By selecting narrow bands for upper and lower limits, the complexity and order of models increase. EKF and recursive least square (RLS) are used for training of the parameters of the RBF neural networks. Nonlinear parameters of RBF neural networks are estimated using EKF algorithm and linear parameters with RLS method.

This paper is organized as follows: Section 2 explains the penicillin fermentation simulator details and its faults. In section 3, RBF neural network described briefly. Training algorithm with EKF is described in section 4. Section 5 explains the proposed method for fault detection and results are in section 6. Finally the conclusion is presented in section 7.

II. PENICILLIN FERMENTATION SIMULATOR

In this paper, a fed-batch penicillin fermentation simulator is used for testing and validating proposed method. The simulator has been developed by Birol, Ündey and Cinar (2002) [3] which can simulate concentration of penicillin, biomass, oxygen, carbon dioxide and hydrogen ion during fermentation process. The process structure is shown in figure 2 [4].

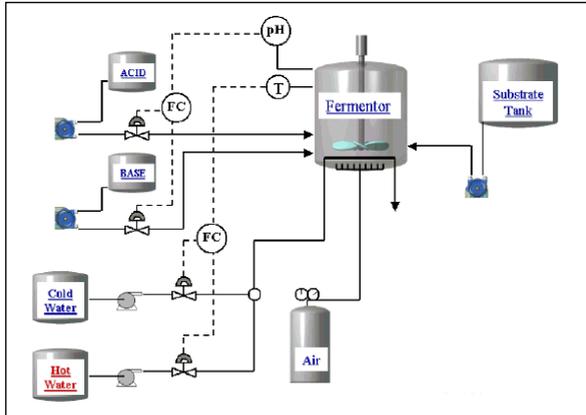


Fig. 2. Penicillin fermentation process structure [4]

There are 6 input variables, 9 output variables and 3 manipulating variables which control the pH and temperature of reactor, during process. We can set the values of process and controllers parameters and initial conditions of the process variables by simulator. Furthermore we can introduce 3 types of faults into the process for any time interval. Faults that can be generated are as follows [3]:

- PH Controller failure
- Step decrease in agitator power
- Step decrease in substrate feed rate

The occurrence time and interval of each fault can be selected arbitrarily.

III. RADIAL BASIS FUNCTION NEURAL NETWORKS

Basis Function (RBF) neural networks are widely used in modeling of nonlinear processes. As a brief description, these networks are like most of feed-forward networks that output is produced from weighted sum of basic functions that their inputs are process variables. If $\hat{y}(k)$ is the network output from k -th input array, then $\hat{y}(k)$ is equal to:

$$\hat{y}(k) = \sum_{i=1}^m w_i \Phi_i(\underline{u}(k)) \quad (1)$$

$$\Phi_i(\underline{u}(k)) = e^{-\frac{1}{2} \sum_{j=1}^n \left(\frac{u(k,j) - c(i,j)}{\sigma(i,j)} \right)^2} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (2)$$

where m is the number of hidden layer neurons and n is the size of input vector, w_i and Φ_i are the weight and basis function for i -th neuron output respectively. Variables $c(i,j)$ and $\sigma(i,j)$ are centers (or means) and standard deviations for Gaussian basic functions [5]. These parameters are nonlinear parameters, so training of them needs nonlinear methods. In this paper output weights of network are trained by recursive least square (RLS) method and nonlinear parameters are trained by Extended Kalman Filter (EKF) method. Generally the RLS method is used for linear parameter estimation and methods such as gradient descent, EKF algorithm and Unscented Kalman Filter (UKF) are used for nonlinear parameter estimation. In this paper RLS and EKF are used for estimating RBF neural network parameters for the purpose of fault detection.

IV. EXTENDED KALMAN FILTER (EKF) ALGORITHM

Kalman filtering is one of mostly used methods for parameter and state estimation. This method is based on state space observer and is a linear method. A modification of this method for nonlinear parameter estimation is named Extended Kalman Filter algorithm. In this section the EKF algorithm used to estimate the nonlinear parameters of RBF network described briefly.

Consider the following nonlinear system, described by the difference equation and the observation model with additive noise:

$$\begin{cases} X(k+1) = f(k, X_k) + W_k \\ y(k) = h(k, X_k) + V_k \end{cases} \quad (3)$$

In the following we assume that the random vector W_k captures uncertainties in the model and V_k denotes the measurement noise. Both are temporally uncorrelated (white noise), zero-mean random sequences with known covariance and both of them are uncorrelated with the initial state X_0 . The basic idea of EKF is linearization of nonlinear system and using

Kalman Filtering to estimate parameters. The EKF algorithm is as follows [6]:

- 1- Initialize P_0
- 2- Evaluate

$$\gamma(t) = \frac{P(t)\theta^T(t)}{1 + \theta(t)P(t)\theta^T(t)} \quad (4)$$

where

$$\theta(t) = \frac{\partial h(k, X_k)}{\partial X} \quad (5)$$

- 3- Compute

$$e(t) = y(t) - \theta^T(t)X(t-1) \quad (6)$$

- 4- Update $X(t)$ as:

$$X(t) = X(t-1) + \gamma(t)e(t) \quad (7)$$

- 5- Update covariance matrix as :

$$P(t+1) = P(t) - \gamma(t)\theta(t)P(t) + Q \quad (8)$$

- 6- Return to step 2.

The EKF algorithm is a useful tool in the identification problems of nonlinear systems. In such problems, identification can be considered as state space form as follows:

$$\begin{cases} y(t) = f(\theta) + v(t) \\ \theta(t+1) = \theta(t) \end{cases} \quad (9)$$

where X is replaced by θ (vector of parameters). So, the EKF algorithm can be applied to identify the unknown parameters [6].

V. PROPOSED METHOD FOR FAULT DETCTION

In this paper RBF networks are trained with some constraints to have bounded error. In other words, one network is trained for being equal or below process output in a bound and one other network is trained for being equal or above process output in a bound. An example graph is shown in figure 3.

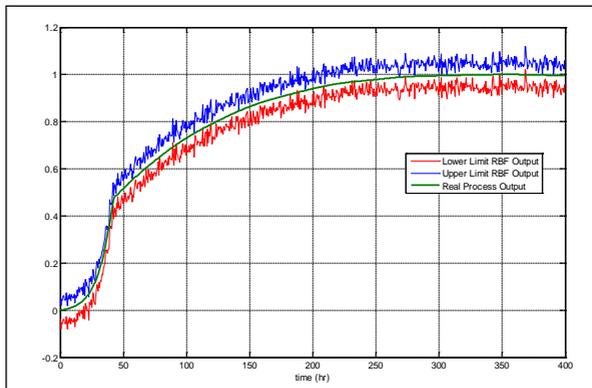


Fig. 3 An example for the proposed method

There are two neural networks for each output. Outputs of these networks compare with real process output and if the errors exceed the bounds, it can be reported as a fault. The advantage of this method is that there is no need to train the networks with very low performance error (SSE or MSE) and errors can be in a range that can be adjusted by user. As a result we can perform fault detection and diagnosis with two simple RBF network with small number of neurons instead of one complicated network.

VI. RESULTS AND DISCUSSION

In this section the results of applying proposed method for detecting faults of penicillin fermentation process are reported and compared with some other methods. Three faults occurred in this process are listed in table below. These faults are basic faults of process that defined by producers of simulator [3].

TABLE I. FAULTS THAT GENERATED IN SIMULATOR

Fault no.	Type	at time (h)
1	pH controller failure	0.5
2	95% step decrease in agitator power	30
3	30% step decrease in substrate feed rate	60

First fault is pH controller failure and starts at the beginning of the process. Second fault is decrease in agitator power and starts at time 30 and third fault is decrease in substrate feed rate and occurs at time 60 after process start.

First, the performance of the proposed method is examined by the faults. Next, the results will compare with the results of RBF neural

networks that are trained by gradient descent method. For simulations variables no. 7 (biomass concentration) and no. 8 (penicillin concentration) are chosen because of importance of these variables in process. For the normal process conditions, we have trained two RBF networks. One RBF network have trained such that its estimation error become positive and the other one produces negative estimation error. We named them Upper limit RBF and Lower limit RBF, respectively.

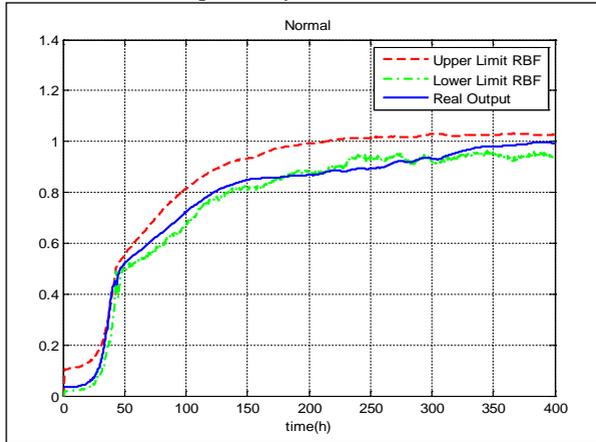


Fig. 4 Normal variations for 7-th process variable

From fig. 4 it seems that lower limit RBF between times 175 to 275 does not satisfy our constraint about being lower than real output. This is due to the fact that our stop condition for training the network is not very hard and it can be improved by increasing hidden layer neurons and training epochs. But very accurate training of the network is not required for this method. We just need a mathematical model that reaches the real process output from above or below. Fault detection performance for this variable (variable no. 7) is shown in figures 5, 6 and 7.

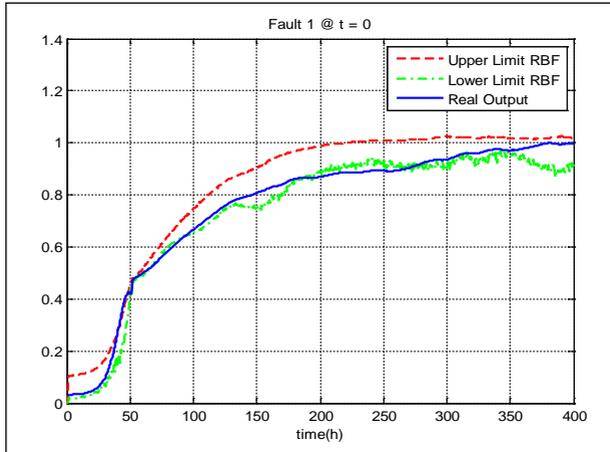


Fig. 5 Testing networks for fault 1 (variable no. 7)

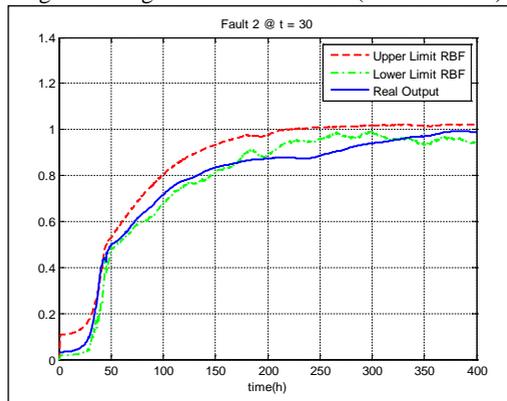


Fig.6 Testing networks for fault 2 (variable no. 7)

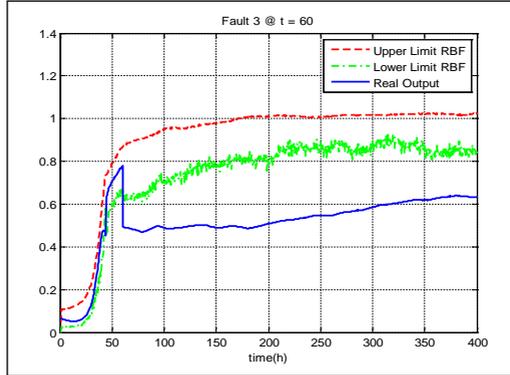


Fig. 7 Testing networks for fault 3 (variable no. 7)

From figures 5, 6 and 7, it is obvious that first and second faults cannot be detected by these networks very well and third fault is detected very well. First fault is detected partially about 50 hours after starting the process and second fault is detected partially about 10 hours after occurrence and better detected about time 170. The third fault is detected without delay very well.

For the 8-th variable results are better. Normal state outputs are shown in fig. 8. From fig. 9 we can see that the changes in RBF models are very clear. Based on this figure the first fault is detected at the start of the process. Results for fault 2 are shown in fig. 10. From this figure the fault is detected about time 55 and with approximately 25 hours delay. However, this fault is detected via upper limit network partially about hour 40, but it is not acceptable. Third fault is detected with upper limit network at time 60 and approximately without delay, but the lower limit network is detected the fault before occurrence and wrong (fig. 11).

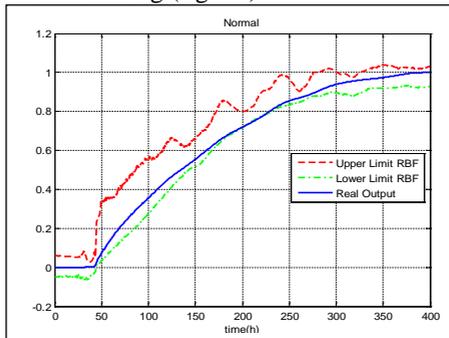


Fig. 8 Normal variations for 8-th process variable

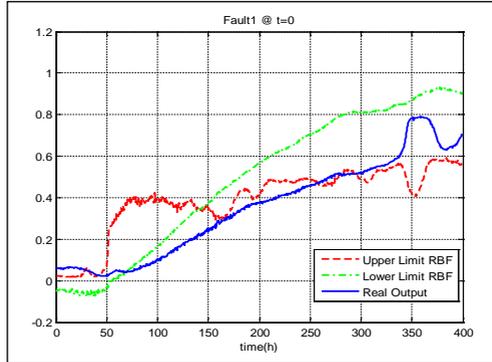


Fig. 9 Testing networks for fault 1 (variable no. 8)

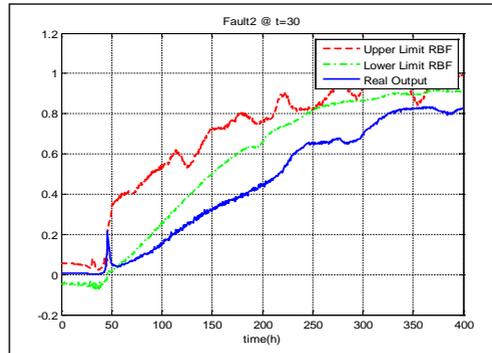


Fig. 10 Testing networks for fault 2 (variable no. 8)

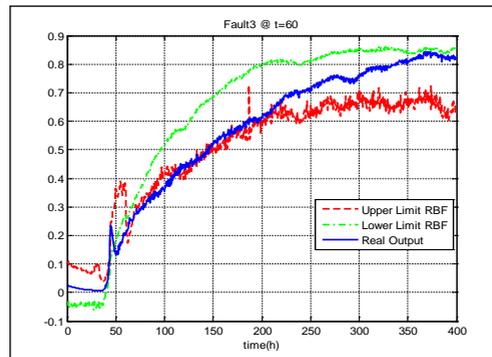


Fig. 11 Testing networks for fault 3 (variable no. 8)

From above figures, it is clear that the performance of this method for the 8-th variable is better than variable no. 7. We can improve performance of this method by increasing the hidden layer neurons or training epochs, but it is clear that by training these networks with few numbers of hidden layer neurons (here we choose 15 neurons for hidden layer) and SSE of 0.01, the results are acceptable.

For a comparison, we train the RBF networks with gradient descent method. By this method the performance of fault detection decreases and wrong fault detection states are more than training with EKF. A brief comparison of these methods is shown in table 2.

TABLE II. FAULT DETECTION RESULTS OF EKF AND GD TRAINING FOR 7TH VARIABLE

Fault type	Training with EKF	Training with GD
Fault 1 at t = 0	40	20
Fault 2 at t = 30	40	60
Fault 3 at t = 60	60	40

TABLE III. FAULT DETECTION RESULTS OF EKF AND GD TRAINING FOR 8TH VARIABLE

Fault type	Training with EKF	Training with GD
Fault 1 at t = 0	0	33
Fault 2 at t = 30	55	30.5
Fault 3 at t = 60	61.5	140

With respect to tables 2 and 3, we can see that the performance and accuracy of fault detection is better when RBF networks are trained by EKF method. Next, the results are compared with some other works which detect faults of this process by some signal based methods [7]. Faults that studied in [7] are not original faults of model. These faults are introduced in table 4.

TABLE IV. FAULTS GENERATED FOR COMPARISON WITH WORK DONE BY J.-M. LEE ET AL. [4]

Fault no.	Type	at time (h)
1	pH controller failure	0.5
2	15% step decrease in substrate feed rate	50
3	15% step decrease in agitator power	30
4	Ramp decrease in substrate feed rate with slope -0.002	70

Results are compared in table 4. Results of this method are in column ‘b’ and results of work done by J.-M. Lee *et al.* are in column ‘a’.

Results of fault detection (‘a’ for results of [7] and ‘b’ for results of this work)

Fault no.	detection time (h)	
	a	b
Fault 1 at t=0.5	10	100
Fault 2 at t=50	110	51
Fault 3 at t=30	45(not clear)	60
Fault 4 at t=70	240	100

Based on table 4, the first fault wasn’t detected as soon as other faults by our method. For the second and fourth faults the performance of fault detection is improved. For fault 2, this method indicates the fault state with one sample delay and for fault 4 which is a ramp decrease in substrate feed rate with slope -0.002 after 30 hours we can detect the fault. Note that this result is for 8th process variable.

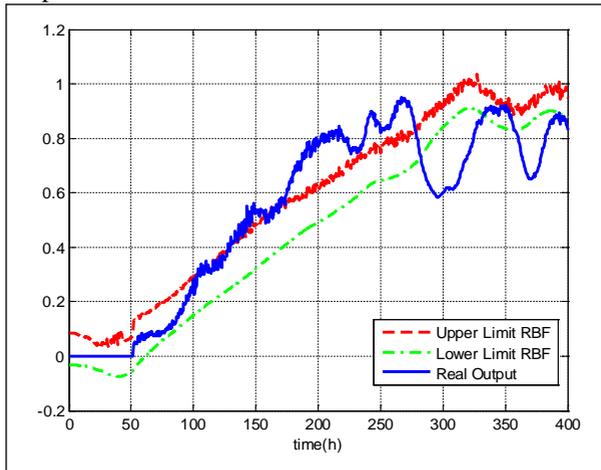


Fig. 12 Outputs for variable no. 8 for fault 1

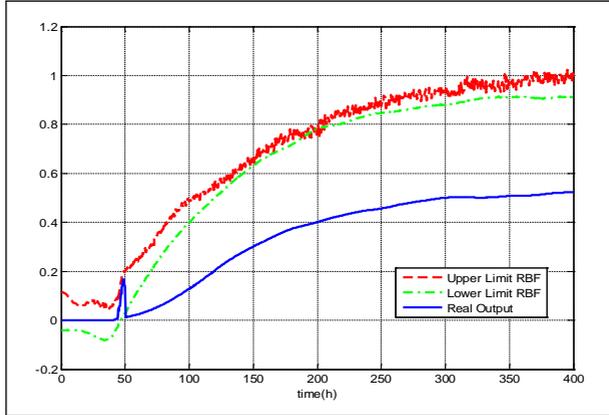


Fig. 13 Outputs for variable no. 8 for fault 2

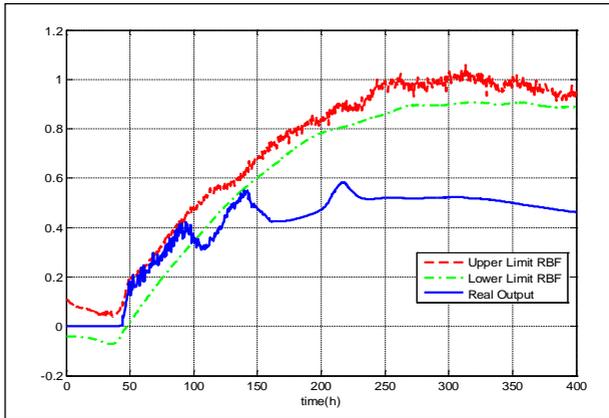


Fig. 14 Outputs for variable no. 8 for fault 4

CONCLUSION

In this paper a model-based fault detection method using RBF neural network applied to faulty data of the simulator. The RBF networks for modeling process outputs are trained by Extended Kalman Filter algorithm and we showed that the performance of fault detection by EKF method was improved in comparison with gradient descent training.

Simple RBF models that they have less neuron are created. Two RBF neural networks are used for detecting deviations above or below normal state in a variable. The performance of the fault detection will be improved

if the number of hidden layer neurons increase but calculation cost will be increased too.

References

- 1 J.M. Lee, C.K. Yoo, I.B. Lee, "Fault detection of batch processes using multi-way kernel principal component analysis", Journal of computer and Chemical engineering no. 28, pp. 1837-1847, 2004.
 - 2 Ng Yew Seng & Rajagopalan Srinivasan, "An adjoined multi-DPCA approach for online monitoring of fed-batch processes", International symposium on advanced control of chemical processes, pp 279-284, 2006.
 - 3 G. Birol, C. Ündey, A. Cinar, "A modular simulation package for fed-batch fermentation: penicillin production", Computers & Chemical Engineering no. 26, pp. 1553-1565, 2002.
Process modeling, monitoring and control research group home page, Illinois institute of tech., <http://216.47.139.198/pensim/index.html>
 - 4 O. Nelles, "Nonlinear system identification from classical approaches to neural networks and fuzzy models", springer-verlag Berlin Heidelberg, 2001.
 - 5 M. Mansouri, H. Tolouei, M. Aliyari Shooredeli, "Identification of Hammerstein-Wiener ARMAX systems using extended Kalman filter", Control and Decision Conference, China, 2011.
 - 6 J.M. Lee, C.K. Yoo, I.B. Lee, "Enhanced process monitoring of fed-batch penicillin cultivation using time varying and multivariate statistical analysis", Journal of Biotechnology no. 110, pp. 119-136, 2004.
 - 7 L.H. Chiang, E.L. Russell and R.D. Braatz, "Fault detection and diagnosis in industrial systems", Springer, London, 2001.
- S. Perk, A. Cinar, "Batch process monitoring using multi-block multi-way principal component analysis", ADCHEM, 2006.

УДК 621.8

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Анцев В.Ю.¹, Воробьев А.В.¹

1. ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет», г. Тула

Решается задача повышения эффективности конструкторской подготовки при производстве грузоподъемных машин. Рассматриваются вопросы оперативной оценки металлоемкости и трудоемкости конструкции грузоподъемных машин как на этапе решения возможности принятия заказа и согласования его параметров с маркетологами и заказчиками, так и на этапе конструирования, когда уже оформлен договор. Представлена созданная база данных типовых узлов и ком-

плектующих изделий грузоподъемных машин и направления ее использования при повышении эффективности конструкторской подготовки производства грузоподъемных машин.

Ключевые слова: грузоподъемные машины, конструкторская подготовка производства, эффективность, база данных, типизация.

INCREASING EFFICIENCY OF DESIGN PREPARATION IN PRODUCTION OF HOISTING MACHINES

Antsev V.Yu.¹, Vorobev A.V.¹

1. Tula State University, Tula

The task of increasing efficiency of design preparation in production of hoisting machines is solving. The questions of an operational estimation of the metal consumption and labor intensity of a hoisting machine design at the stage of decision about possibility of order accepting and coordination of its parameters with marketers and customers, and at the design stage, when the contract is already signed, are considered. The created database of typical units and components of hoisting machines and methods of its use are presented for increasing efficiency of design preparation in production of hoisting machines.

Keywords: hoisting machines, design preparation of production, efficiency, database, unification.

Деятельность производственных предприятий, в том числе и производящих грузоподъемные машины, в настоящее время чрезвычайно многогранна. С одной стороны, это текущий производственный процесс по выпуску освоенной продукции, с другой – постоянный поиск новой продукции, новых заказчиков, новых рынков, инновационных решений [1]. Поэтому современный инженер должен знать основы организации производства и управления предприятием, уметь квалифицированно и быстро решать вопросы, связанные с организацией производства продукции, с выбором комплектующих изделий для поступившего заказа как на этапе оперативного решения возможности его принятия и согласования с маркетологами и заказчиками, так и на основном этапе конструирования, когда уже оформлен договор [2 – 4].

Повышение уровня преемственности конструктивных и технологических решений достигается на основе классификации и группировки изделий по однородным конструктивно-технологическим признакам. Это создает благоприятные условия для разработки и применения типовых групп деталей и сборочных единиц. При наличии на предприятиях готовых типовых решений в несколько раз сокращается цикл технологического проектирования, которое по основным элементам

конструкции совмещается со стадиями проектирования изделий [1, 5, 6]. При производстве грузоподъемных машин выделяются типовые решения по выбору компоновочных схем, узлов и сборочных единиц, комплектующих изделий, к которым относятся электродвигатели, редукторы, тормоза и т. п. При проектировании сложного технического объекта, которым является грузоподъемная машина, приходится соизмерять сроки разработки и освоения его составных частей друг с другом и с объектом в целом. Согласованность сроков промышленного освоения составных комплектующих частей изделия и сроков поставки изделия на производство – один из важных факторов, который следует учитывать при организации конструкторской работы [7, 8].

При выполнении конструкторской разработки, особенно на начальных стадиях конструкторско-технологической подготовки производства, возникает необходимость выявления и сравнительной оценки нескольких исполнений, сходных по выполняемым функциям. Проявление принципа предпочтительности заключается в отборе из множества возможных инженерно-технических решений тех, которые в технико-экономическом и социальном отношении представляются наиболее целесообразными.

В настоящее время ни один процесс конструирования не обходится без широкого использования типовых, унифицированных и, в необходимых случаях, стандартизованных конструктивных элементов (крепёжных изделий, допусков и посадок, узлов и деталей общемашиностроительного применения, различных типов стандартных соединений и др.). Это позволяет повысить эффективность работы конструктора и производственного процесса в целом, снизить материалоемкость и трудоемкость изготовления изделий при сохранении их качества, сократить сроки поставки готовых изделий заказчику [9]. Для применения данного подхода в производстве грузоподъемных машин была создана база данных их типовых узлов и комплектующих изделий (таблица 1).

Таблица 1 – База данных типовых узлов и комплектующих изделий
грузоподъёмных машин

№	тип крана	Г/П, Т	пролет, м	высота подъема, м		скорость передвижения, м/с		скорость подъема, м/с		группа режима работы крана	Место установки
				гл. крюка	всп. крюка	крана	тележки	гл. крюка	всп. крюка		
1	мостовой	15	28	12	-	2,0	1,0	0,33	-	A7	УЗ
2	мостовой	20 /5	13,5	12,5	14	0,5	0,4	0,04	0,13	A3	УЗ
...

№	механизм подъема					механизм передвижения тележки			
	двигатель	тормоз	редуктор	Ø барабана	L барабана	двигатель	тормоз	редуктор	Ø колеса
1	5АМ280S6, IM 1002; 75 кВт; 990 об/мин	DBE-1-450-1900- EB80/60-У2	Ц2У-400КМ-40- 11(21)ЦвхМ1	512 мм	1200 мм	5АМ112М4, IM2001; 5,5 кВт; 1440 об/мин	ТКГ-160 У2	2Ц3вкф-160-25- 37Пшл-У1	250 мм

::		2
::	ДМТКФ 132L6-У1; 75 кВт; 900 об/мин	
::	ТКГ-200 У2	
::	1ЦЗУ-355М-200- 11КвхМ У1	
::	530 мм	
::	1300 мм	
::	ДМТКФ 012-6 У1; 2,2 кВт; 895 об/мин	
::	ТКГ-200 У2	
::	2ЦЗвк-160-40- 26Пшл-У1	
::	320 мм	

№	механизм передвижения крана				кабина	тип моста	тележка	механизм вспомогательного подъема					
	двигатель	тормоз	редуктор	Ø колеса				двигатель	тормоз	редуктор	Ø барабана	L барабана	
::	1	2											
::	АИР180S4, IM2001; 22 кВт; 1465 об/мин	ТКГ-160 У2	3ЦЗвкф-200-31,5- 37(38)Пшл-У1	710 мм	закрытая	двухбалочный	опорная	-	-	-	-	-	-
::	ДМТКФ 111-6, IM2001; 3,5 кВт; 900 об/мин	ТКГ-160 У2	3ЦЗвкф-200-63- 37(38)Пшл-У1	710 мм	-	двухбалочный	опорная	МТКФ 311-6-У1; 11 кВт; 910 об/мин	ТКГ-200 У2	1ЦЗУ-250-63-11М-У1	325 мм	1000 мм	

С использованием указанной базы данных, реализованной в среде Microsoft Excel, инженер-конструктор получает возможность оперативного определения основных типовых узлов и комплектующих изделий (двигатель, тормоз, редуктор и барабан механизмов главного и

вспомогательного подъема; двигатель, тормоз, редуктор и ходовые колеса механизмов передвижения крана и тележки) на основе входных параметров заказа (тип крана, грузоподъемность, размер пролета, высота подъема главного и вспомогательного крюка, скорость передвижения крана и тележки, скорость подъема главного и вспомогательного крюка, группа режима работы крана, место установки), получаемых от маркетолога. При этом использование типовых узлов грузоподъемных машин в качестве окончательных или промежуточных проектных решений позволяет получить оперативные оценки металлоемкости и трудоемкости изготовления грузоподъемной машины. На основе данных оценок маркетолог получает возможность обоснованного согласования с заказчиком цены грузоподъемной машины, а специалист службы снабжения – формирования заказа на поставку исходных материалов.

Представленный подход к повышению эффективности конструкторской подготовки используется на предприятии ООО «Стройтехника» (г. Донской Тульской области), производящем грузоподъемное оборудование.

Список литературы

1. Организация производства на предприятии (фирме): Учеб. Пособие / Под ред. О.И. Волкова, О.В. Девяткина. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 448 с. – (Высшее образование).
2. Организация производства и управление предприятием: Учебник / О.Г. Туровец, М.И. Бухалков, В.Б. Родинов и др.; Под ред. О.Г. Туровца. – 3-е изд. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 506 с. – (Высшее образование).
3. Анцев В.Ю., Чернецова Е.А., Толоконников А.С. Анализ контракта в производстве грузоподъемных машин на основе функции потерь Тагути // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 4. 2014. С. 73-82.
4. Анцев В.Ю., Чернецова Е.А. Анализ контрактов на предприятиях подъемно-транспортного машиностроения // Методы менеджмента качества. 2015. № 3. С. 20-25.
5. Управление качеством в системах и процессах машиностроения / Аникеева О.В., Золотухина Н.П., Ивахненко А.Г. и др. Курск: ЗАО «Университетская книга», 2014. 208 с.
6. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. Брянск: БГТУ, 2013. 228 с.
7. Амиров Ю.Д. Основы конструирования: Творчество – стандартизация – экономика: Справочное пособие. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 392 с.
8. Ивахненко А.Г., Куц В.В. Концепция структурно-параметрического синтеза металлорежущих систем с заданными параметрами точности обработки // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2011.

№ 4-2 (288). С. 106-113.

9. Лагерев А.В., Бословяк П.В. Оптимальное проектирование металлоконструкций стационарных конвейеров с подвесной лентой на основе разработанной базы конструктивных схем // Вестник развития науки и образования. 2014. № 3. С. 63-67.

УДК 621.86

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ
КОМПЛЕКСА ДЛЯ ОБСЛЕДОВАНИЯ КРАНОВЫХ ПУТЕЙ**

Анцев В.Ю.¹, Шубин А.А.², Крылов К.Ю.³

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула
2. ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга
3. ООО «Региональный инженерно-технический центр», г. Калуга

Специфические условия обследования крановых путей побуждают исследователей к разработке и изготовлению различных приспособлений, обеспечивающих безопасность работ, повышение их производительности и точности. Для механизации работ по обследованию крановых путей в настоящий момент разрабатывается автоматизированный комплекс. Для перемещения комплекса по крановому пути был спроектирован механизм передвижения.

Ключевые слова: дефект, испытания, крановый путь, комплекс, обследование, механизм передвижения.

**DESIGN OF MOVEMENT MECHANISM FOR CRANE RAILS
INSPECTION SYSTEM**

Antsev V.Yu.¹, Shubin A.A.², Krylov K.Yu.³

1. Tula State Technical University
2. Moscow State Technical University named after N.E. Bauman (Kaluga Branch), Kaluga
3. LLC «Regional Engineering and Technology Center», Kaluga

Specific inspection conditions of crane rails induce researchers to development and production of various devices ensuring safety of works, increase in their productivity and accuracy. At the moment is developed the automated system for mechanization crane rails inspection works. To move the system along the crane rail, a movement mechanism was designed.

Keywords: defect, acceptance tests, crane rail, system, inspection, movement mechanism.

Безопасность эксплуатации мостовых, козловых и башенных кранов во многом зависит от технического состояния крановых путей. На данный момент известны несколько зарубежных комплексов, предназначенных для обследования крановых путей: LMS [1], RailQ [1], Artis [3] и др. Данные комплексы отсутствуют в открытой продаже. Кроме того, специфика технического состояния некоторых крановых путей в России обуславливает повышенные требования к устойчивости и проходимости подобных устройств, не предусмотренные разработчиками зарубежных комплексов. Например, проведенный нами анализ более 100 результатов комплексного обследования крановых путей башенных, козловых и мостовых кранов, а также электрических талей, эксплуатируемых в Калужской области, показал, что в ряде случаев на крановых путях были выявлены дефекты, существенно превышающих нормативные значения [4, 5]. Наличие таких дефектов может привести к тому, что комплекс застрянет на крановых путях или произойдет его падение со значительной высоты. Например, из представленных в работе [3] моделей можно предположить, что ходовая часть наиболее современного на данный момент комплекса Artis оборудована роликами диаметром 25...30 мм. При наличии на крановом пути зазора в стыке величиной 15...25 мм велика вероятность того, что комплекс не сможет преодолеть этот дефект.

Это обуславливает актуальность разработки отечественного комплекса, позволяющего автоматизировать обследование крановых путей. Работа по созданию такого комплекса ведется в настоящий момент ООО «Региональный инженерно-технический центр» (г. Калуга) совместно с кафедрой «Детали машин и подъемно-транспортное оборудование» Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана и кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» Тульского государственного университета. Реализация комплекса позволит снизить себестоимость производства работ по комплексному обследованию и более качественно осуществлять контроль за техническим состоянием крановых путей, а значит – повысить уровень промышленной безопасности в целом.

В общем виде проектируемый комплекс состоит из контрольно-измерительного оборудования, смонтированного на раме, аппаратуры дистанционного управления, механизма передвижения и устройства для обеспечения устойчивости (рис. 1).

Для обозначения масс m_i элементов комплекса были введены соответствующие индексы; примерные значения масс этих элементов даны в таблице.

Из таблицы видно, что предварительная масса комплекса состав-

ляет от 4 до 6 кг. Из конструктивных соображений зададимся коэффициентом запаса, равным 1,5 и дальнейших расчетах будем использовать значение суммарной массы комплекса $m_{\Sigma}=10$ кг.

Ходовые колеса грузоподъемных машин бывают с цилиндрической, конической или бочкообразной рабочей поверхностью [6-12]. Они должны быть выполнены или установлены таким образом, чтобы исключить возможность схода колес с рельсов.

Для исключения возможности схода колес с рельсов их оборудуют ребордами. Различают: двухребордные, одnoreбордные, безребордные ходовые колеса.

Основным типом ходовых колес являются двухребордные. Во избежание возникновения больших сил трения между ребордами колеса и боковыми поверхностями рельсов расстояние между ребордами делается немного больше ширины рельса.

При одnoreбордных колесах у опорных кранов ширина рабочей поверхности обода колеса должна превышать ширину головки рельса не менее, чем на 30 мм.

Одnoreбордные ходовые колеса применяют в случаях [6]:

1) при ширине колеи пути наземных кранов не более 4 м и обе нити пути лежат на одном уровне; (колеса больших кранов должны быть двухребордными независимо от ширины колеи);

2) у опорных и подвесных тележек кранов мостового типа;

3) у подвесных тележек, передвигающихся по одnoreльсовому пути.

Для исключения трения реборд о рельсы могут применять колеса без реборд. Роль реборд выполняют в этом случае направляющие ролики.

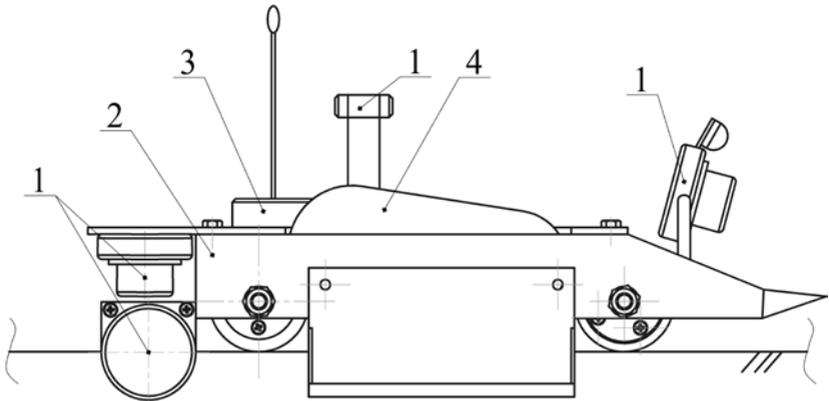


Рисунок 1 – Предварительная компоновка комплекса (устройство для обеспечения устойчивости условно не показано): 1 – контрольно-измерительное оборудование; 2 – рама; 3 – аппарата дистанционного управления; 4 – механизм передвижения

Таблица – Примерные значения масс элементов комплекса

Наименование элемента	Обозначение m_i	Примерная масса, кг
Рама	m_p	0,5...1,0
Механизм передвижения	$m_{МП}$	1,5...2,0
Устройство для обеспечения устойчивости	$m_{УУ}$	1,0...1,5
Контрольно-измерительное оборудование	$m_{КИ}$	0,5...1,0
Аппаратура управления	$m_{АУ}$	0,5
Суммарная масса комплекса	m_{Σ}	4...6

На основе анализа рекомендаций по применению ходовых колес, приводимых в имеющейся литературе [6-12] предварительно были выбраны и спроектированы два типа ходовых колес (рис. 2): цилиндрическое двухребордное и бочкообразное безребордное. Окончательный выбор ходовых колес будет осуществлен после испытаний комплекса на устойчивость.

Конструкция спроектированных колес предусматривает проточки для установки подшипников качения, резьбовые отверстия для крепления крышек подшипников, а также зубчатый венец открытой цилиндрической передачи для приведения колес в движение.

Из известной литературы по грузоподъемным машинам [6-12] следует, что механизм передвижения с рельсоколесным оборудованием преодолевает: сопротивление от сил трения W_T ; сопротивление от уклона пути W_Y ; сопротивление от ветровой нагрузки W_B . Предполагаем использование комплекса в закрытых помещениях, поэтому сопротивлением от ветровой нагрузки можно пренебречь, то есть можно принять $W_B = 0$.

Сопротивление от сил трения в свою очередь равно:

$$W_T = k_p m_{\Sigma} g \cdot \frac{2f_{ХК} + d_{ЦХК} \mu_{ХК}}{d_{ХК}} + W_{YU} \quad (1),$$

где k_p – коэффициент, учитывающий трение реборд и ступиц ходовых колес; $f_{ХК}$ – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения ходовых колес по направляющей (рельсу); $\mu_{ХК}$ – коэффициент трения в опорах (цапфах) ходовых колес; $d_{ЦХК}$ – диаметр цапфы ходового колеса; W_{YU} – сопротивление, создаваемое боковыми роликами устройства для обеспечения устойчивости.

Согласно рекомендациям ВНИИПТМАШ [9, 10] примем: $k_p = 2,0$; $f_{ХК} = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м; $\mu_{ХК} = 0,01$ (подшипники качения). В целях унификации примем диаметр поверхности катания ходового колеса, равным диаметру бокового ролика – $d_{ХК} = d_{БР} = 45$ мм; диаметр цапфы равен $d_{ЦХК} = 40$ мм.

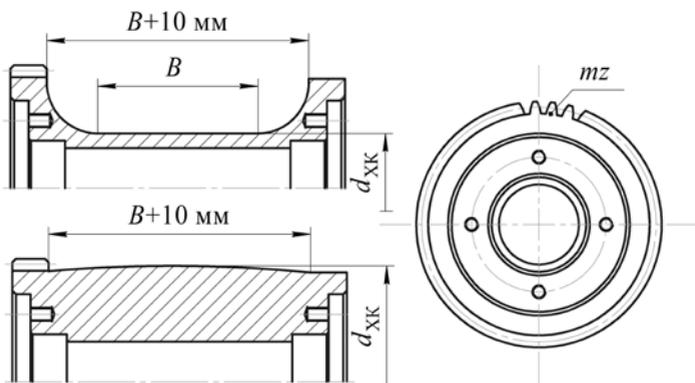


Рисунок 2 – Варианты ходовых колес комплекса:

B – ширина головки рельса, мм; $d_{ХК}$ – диаметр поверхности катания ходового колеса, мм; $mз$ – зубчатый венец

Зададимся усилием пружин устройства для обеспечения устойчивости $F_{\Pi} = 50$ Н и значением коэффициента, учитывающего неравномерность работы рычажной системы устройства для обеспечения устойчивости $k_H = 1,25$; примем для бокового ролика коэффициенты трения $f_{БР} = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м, $\mu_{БР} = 0,1$ (подшипники скольжения); диаметр цапфы бокового ролика равен $d_{ЦБР} = 6$ мм. Тогда сопротивление, создаваемое боковыми роликами составит:

$$W_{уу} = 2k_H k_P F_{\Pi} \cdot \frac{2f_{БР} + d_{ЦБР}\mu_{БР}}{d_{БР}} =$$

$$= 2 \cdot 1,25 \cdot 2 \cdot 50 \cdot \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} + 6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1}{45 \cdot 10^{-3}} \approx 6,67 \text{ Н.}$$

Полное сопротивление от сил трения соответственно составит:

$$W_T = 2 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} + 40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,01}{45 \cdot 10^{-3}} + 6,67 \approx 11 \text{ Н.}$$

Сопротивление от уклона пути равно:

$$W_y = m_{\Sigma} g \sin \alpha, \quad (2)$$

где $\alpha = 1 \dots 3^\circ$ – угол наклона пути.

Зададимся максимальным значением угла наклона пути $\alpha = 3^\circ$, тогда получим:

$$W_y = 10 \cdot 9,81 \cdot \sin 3^\circ \approx 5 \text{ Н.}$$

Полное сопротивление передвижению комплекса составит:

$$W = W_T + W_y = 11 + 5 = 16 \text{ Н.}$$

С некоторым запасом примем для дальнейших расчетов $W_{\Sigma} = 20$ Н.

Предварительно зададимся диапазоном значений скоростей комплекса $V' = 4,5 \dots 5,5$ м/мин или $0,075 \dots 0,092$ м/с, тогда требуемая мощность электродвигателя может быть найдена:

$$N' \geq \frac{WV'}{\eta}, \quad (3)$$

где $\eta = 0,8$ – примерное значение КПД привода механизма передвижение.

Получим:

$$N' \geq \frac{20 \cdot (0,075 \dots 0,092)}{0,8} = 1,88 \dots 2,29 \text{ Вт}$$

Принимаем электродвигатель постоянного тока QJT-380SP (Ки-

тай) со следующими параметрами: номинальная мощность $N=2,86$ Вт, частота вращения под нагрузкой $n_{\Sigma}=4740$ мин⁻¹, масса $m=75$ г.

Частота вращения ходового колеса:

$$n_{\text{ХК}} = \frac{60V'}{\pi d_{\text{ХК}}} = \frac{60 \cdot (0,075 \dots 0,092)}{3,14 \cdot 45 \cdot 10^{-3}} \approx 32 \dots 39 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда ориентировочное значение передаточного числа привода механизма передвижения составит:

$$U'_{\Sigma} = \frac{n_{\Sigma}}{n_{\text{ХК}}} = \frac{4740}{32 \dots 39} \approx 148 \dots 121.$$

Принимаем редуктор QJT (Китай) с передаточным числом $U_{\text{P}} = 110$.

На выходном валу редуктора выполнено зубчатое колесо. Для передачи вращения с выходного вала редуктора на ходовое колесо используем открытую цилиндрическую передачу, ее передаточное число составит:

$$U'_{\text{ОП}} = \frac{U'_{\Sigma}}{U_{\text{P}}} = \frac{148 \dots 121}{110} = 1,35 \dots 1,10.$$

Принимаем из стандартного ряда значение $U_{\text{ОП}} = 1,25$, тогда фактическое передаточное число привода механизма передвижения составит $U_{\Sigma} = U_{\text{P}} U_{\text{ОП}} = 110 \cdot 1,37,5$, а фактическая скорость передвижения комплекса составит:

$$V = \frac{\pi d_{\text{ХК}} n_{\Sigma}}{60 U_{\Sigma}} = \frac{3,14 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 4740}{60 \cdot 137,5} = 0,08 \text{ м/с}.$$

Поскольку при проектировании механизма передвижения комплекса было использовано большое количество допущений и приняты избыточные значения многих параметров, то расчет на долговечность и контактную прочность ходовых колес, а также определение фактического коэффициента запаса их сцепления с рельсом смысла не имеют. Тем не менее, в дальнейшем, параметры механизма передвижения комплекса могут быть оптимизированы.

Список литературы:

1. Цебоев А.И. Лазерная измерительная система «Mannesman Dematic» // Подъемно-транспортное дело, 2000. №1. С.21
2. Комплекс KONE RailQ. Официальный сайт компании KONE. [Электронный ресурс].
URL: <http://www.konecranes.ru/servis-i-zapchasti/konsultacionnye-uslugi/proverka>

sostoyaniya-kranovyh-putey-railqtm (дата обращения 15.11.2017).

3. Dennig D., Bureick J., Link J., Diener D., Hesse C., Neumann I. Comprehensive and Highly Accurate Measurements of Crane Runways, Profiles and Fastenings // Sensors, 2017. №17. 1118. doi:10.3390/s17051118

4. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. № 10. С. 121-128.

5. Витчук П.В., Шубин А.А., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов башенных и автомобильных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2015. № 4-5. С. 38-40.

6. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана - Высшая школа, 2000. – 552с.

7. Александров М.П., Решетов Д.Н., Байков Б.А. [и др.] Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122с.

8. Ермоленко В.А. Расчет механизмов грузоподъемных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – 92с.

9. Расчеты крановых механизмов и их деталей. Издание 4-е: В 2т. / под ред. Р.А. Лалаянца – М.: ВНИИПТМАШ, 1993. Т.1. – 187с.

10. Расчеты крановых механизмов и их деталей. Издание 4-е: В 2т. / под ред. Р.А. Лалаянца – М.: ВНИИПТМАШ, 1993. Т.2. – 163с.

11. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. –М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.

12. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 464 с.

УДК 621.86

СРАВНЕНИЕ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ КОЗЛОВОГО КРАНА

Витчук П.В.¹, Витчук Н.А.², Курдюбов Н.Н.¹

1. *ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга*

2. *ФГБОУ ВО Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского, г. Калуга*

Проведен анализ способов повышения грузоподъемности козлового крана в условиях нормального функционирования предприятия или при чрезвычайных ситуациях. Выделены критерии оценивания рассмотренных вариантов. По результатам квалитметрической оценки наиболее предпочтительным вариантом является усиление пролетно-го строения козлового крана шпренгельными системами или оттяжками.

Ключевые слова: козловой кран, грузоподъемность, квалитметри-

ческая оценка, эксперт.

EVALUATION OF WAYS FOR INCREASING CAPACITY OF THE GANTRY CRANE

Vitchuk P.V.¹, Vitchuk N.A.², Kurdybov N.N.¹

1. Moscow State Technical University named after N.E. Bauman (Kaluga Branch), Kaluga
2. Kaluga State University named after K.E. Tsiolkovski, Kaluga

Variants of increase of loading capacity of the gantry crane in the conditions of normal functioning of the enterprise or at emergency situations are considered. Criteria of estimation of the considered variants are allocated. According to the results of the qualimetric evaluation, the most preferable option is to strengthen the span structure of the gantry crane by means of sprengel systems or braces.

Keywords: gantry crane, carrying, qualimetric evaluation, expert.

В ряде случаев на предприятиях возникает необходимость транспортировки грузов, масса которых превышает грузоподъемность имеющихся в наличии кранов. Это может оказаться необходимым как и при чрезвычайных ситуациях, так и при нормальной деятельности предприятия.

В этом случае единичная транспортировка, приобретение или аренда грузоподъемных средств подходящих параметров экономически нецелесообразна, а в условиях чрезвычайных ситуаций следует учитывать затраты времени на поставку, монтаж, наладку и прочие второстепенные процессы.

Повышение грузоподъемности возможно на основе расчетной проверки имеющегося крана, в ходе которой можно обнаружить как элементы с избыточным запасом несущей способности, так и необходимость усиления какого-либо узла или элемента крана.

Однако, значительное увеличение грузоподъемности возможно лишь при модификации крана (например, усиление пролетного строения шпренгельной системой (рис. 1) [1] или оттяжками (рис. 2), либо при применении специальных схем нагружения (рис. 3, рис. 4) [2].

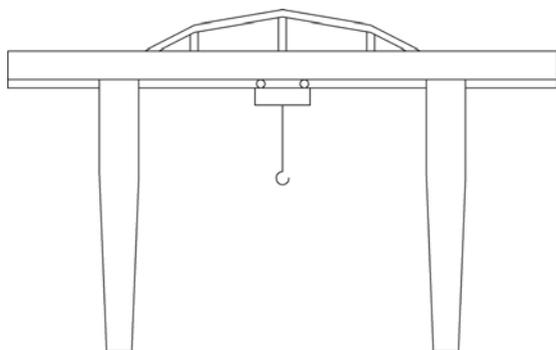


Рисунок 1 – Схема усиления пролетного строения шпренгельной системой

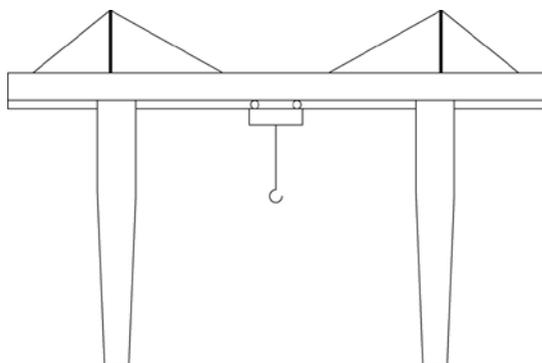


Рисунок 2 – Схема усиления пролетного строения оттяжками

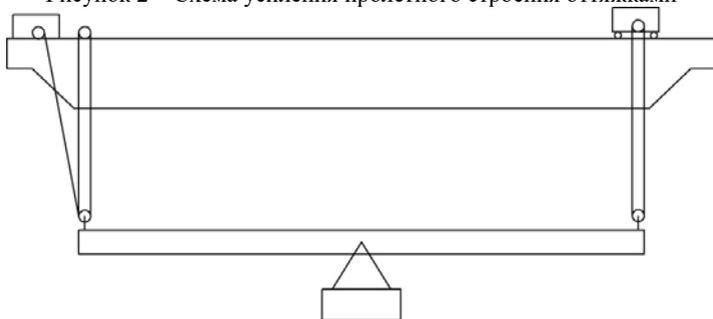


Рисунок 3 – Специальная схема нагружения с использованием траверсы и лебедки

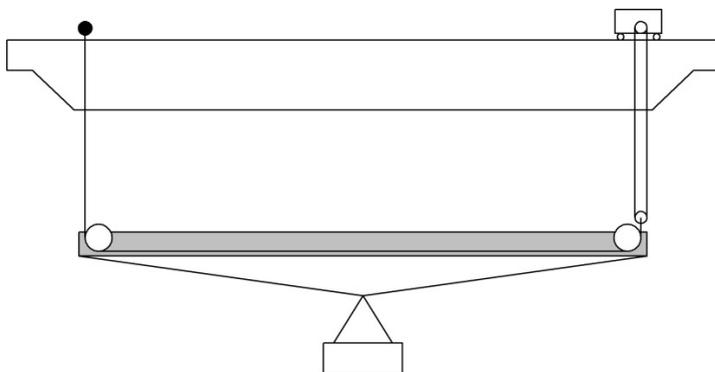


Рисунок 4 – Специальная схема нагружения с использованием треугольной траверсы

Поиск наиболее благоприятного решения для увеличения грузоподъемности кранов является комплексной задачей, требующей учета большого количества переменных величин. Отсутствие доступных исследований в данной области, а также дефицит данных значительно затрудняет выбор варианта повышения грузоподъемности крана. Несмотря на очевидные достоинства и недостатки, существует огромное количество факторов, которые невозможно спрогнозировать без большого количества исследований. С целью сужения круга предлагаемых решений в условиях дефицита информации можно использовать квалиметрические методы оценки [3].

К одним из наиболее распространенных методов квалиметрии относятся экспертные методы. Экспертные методы оценивания – это методы, в рамках которых для определения значений числовых характеристик объекта используются знания и опыт экспертов [4, 5].

Для проведения сравнительного анализа рассмотренных ранее вариантов повышения грузоподъемности козлового крана были выделены следующие критерии: стоимость (R_1), скорость монтажа (R_2), сохранение обслуживаемого пространства (R_3), сохранение заданных габаритов (R_4), возможность длительного использования (R_5). Сравнение по перечисленным критериям возможно при их приведении в сопоставимый вид. Для решения этой задачи предлагается также использовать квалиметрический подход к количественной оценке сравниваемых критериев.

В экспертной оценке принимали участие пять экспертов, компетентных в решении поставленной задачи.

По результатам ранжирования были определены суммы рангов

каждого критерия, а также коэффициенты весомости, которые также представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Результаты экспертной оценки важности критериев

Критерии	Экс. 1	Экс. 2	Экс. 3	Экс.4	Экс.5	Сумма рангов	Коэф-ты весомости
R_1	4	3	1	5	1	14	0,19
R_2	5	4	5	4	5	23	0,32
R_3	3	5	4	3	4	19	0,26
R_4	2	1	1	2	3	9	0,12
R_5	1	2	2	1	2	8	0,11
Итого						73	1,00

Коэффициенты весомости каждого критерия определены по формуле [6]:

$$g_i = \frac{\sum_{j=1}^m R_{ij}}{\sum_{i=1, j=1}^{n,m} R_{ij}} \quad (1)$$

где: R_{ij} – ранг, присвоенный j -м экспертом i -му критерию; m – число экспертов; n – число оцениваемых критериев.

Следующий этап экспертного оценивания – определение значимости критериев [3]. Значимость критериев оценивается по заданной балльной шкале: 1 балл – самый незначимый критерий; 2 балла – незначимый критерий; 3 балла – значимый критерий; 4 балла – более значимый критерий; 5 баллов – наиболее значимый критерий; 6 баллов – очень значимый критерий; 7 баллов – самый значимый критерий.

Полученные оценки экспертов заносятся в общую таблицу. На их основе определяются средние значения по оцениваемым критериям (табл. 2, табл. 3).

Таблица 2 - Результаты экспертной оценки значимости критериев

Критерии	Вариант I					$Q_{i\text{cp}}$
	Экс. 1	Экс. 2	Экс. 3	Экс. 4	Экс. 5	
R_1	3	4	4	3	4	3,6
R_2	3	2	4	3	4	3,2
R_3	5	5	5	5	5	5
R_4	2	3	1	1	1	8
R_5	4	3	2	3	4	3,2

Таблица 3 - Результаты экспертной оценки значимости критериев						
Критерии	Вариант II					$Q_{i\text{cp}}$
	Экс. 1	Экс. 2	Экс. 3	Экс. 4	Экс. 5	
R_1	3	4	4	3	4	3,6
R_2	3	2	4	3	4	3,3
R_3	2	1	2	1	1	1,4
R_4	2	3	1	1	1	1,6
R_5	4	3	2	3	4	3,2

Выбор наиболее предпочтительного варианта базируется на сравнении значений обобщенных показателей важности и значимости по каждому критерию. Обобщенный показатель определяется по формуле [6]:

$$G = g_i \cdot Q_{i\text{cp}} \cdot 100\% \quad (2)$$

где g_i – коэффициент весомости критерия; $Q_{i\text{cp}}$ – средняя оценка по каждому критерию, определенная по результатам второго этапа опроса экспертов.

Если сравнивать значения суммарных обобщенных показателей по сравниваемым вариантам повышения грузоподъемности крана, то, по мнению экспертов, наиболее предпочтительным вариантом является усиление пролетного строения козлового крана шпренгельными системами или оттяжками.

На основе результатов проведенного исследования предполагается более глубокая конструкторская проработка вариантов увеличения грузоподъемности козлового крана.

Список литературы

1. Абрамович И.И. Некоторые пути создания модификаций козловых кранов // Подъемно-транспортное дело. 2001. № 1. С. 17-21.
2. Зерцалов А.И. О возможностях увеличения основных параметров кранов // Подъемно-транспортное дело. 2002. № 3. С. 13-18.
3. Азгальдов Г.Г. Квалиметрия для всех. – М.: ИД ИнформЗнание, 2012. – 165 с.
4. Федюкин В.К. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции. – М.: Филин, 2004. – 296 с.
5. Андрианов Ю.М., Субетто А.И. Квалиметрия в приборостроении и машиностроении. – Л.: Машиностроение, 1990. – 216 с.
6. Литвак Б.Г. Экспертные оценки и принятие решений. – М.: Патент, 1996. – 56 с.

УДК 622.74

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА
С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Герасимов М. Д., Алиматов Б.А., Каськов С.А., Олехнович А.М.¹

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

Промышленные вибрационные грохоты для сортировки материалов, как правило, имеют фиксированные значения конструктивных и технологических параметров. В статье приведены сведения о разработке модели вибрационного грохота в регулируемые параметры.

Ключевые слова: *вибрационный грохот, вынуждающая сила, направленные колебания, асимметричные колебания.*

DEVELOPMENT OF A VIBRATORY VULNER MODEL WITH
REGULATED PARAMETERS

Gerasimov MD, Alimatov B, Kaskov SA, Olekhnovich AM¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Industrial vibration screens for sorting materials, as a rule, have fixed values of design and technological parameters. The article gives information on the development of a vibration screen in regulated parameters.

Key words: *vibrating screen, forcing force, directed oscillations, asymmetrical oscillations.*

Теория сортировки грохочением основана на вероятности прохождения отверстия сита куском материала, при этом необходимо учитывать:

- соотношение размера отверстия и зерна материала;
- траекторию движения зерна;
- скорость зерна и движущейся просеивающей поверхности в момент соприкосновения;
- угол падения зерна;

В конечном итоге необходимо ответить на вопросы: какова вероятность попадания зерна в отверстие и какова вероятность прохождения зерна через отверстие?

После исследования всех параметров устанавливают для (конкретного) материала «как бы» оптимальные или рациональные параметры, которые и должны обеспечить:

- наибольшую производительность;
- наибольшую эффективность сортировки.

После этого процесс переходит в случайный, так как математическая модель не может учитывать всего разнообразия постоянно изменяющихся входных параметров процесса.

Более важной задачей является: управление процессом в условиях периодически изменяемых входных параметров: нагрузка; т.е. величина исходного потока; соотношение в исходном продукте надрешетного и подрешетного продукта; требуемая эффективность сортировки и др.

Такая технологическая задача ставит принципиально новые конструктивные задачи:

- 1) регулирование *направления* действия вынуждающей силы.
- 2) изменение или регулирование *величины* вынуждающей силы.
- 3) использование эффекта *асимметрии* величины вынуждающей силы; когда появляется рабочая составляющая (направление действия) вынуждающей силы и составляющая холостого хода.

Классификация грохотов

Существует целый ряд классификационных признаков грохотов: по технологическому назначению; по форме и типу просеивающего сита; по количеству ярусов сит; по способу очистки сита от забивания отверстий и т.д. [1].

Целесообразно предварительно рассмотреть данный вопрос с точки зрения гранулометрического состава сортируемого материала, который оценивается кривой зернового состава.

По оси ординат отложено процентное содержание (0%-50%-100%) зёрен в исходном продукте, по оси абсцисс - размер зёрен в некотором произвольном диапазоне ($d_1, d_2, d_3, \dots, d_{10}$). Для каждого диапазона размеров зёрен ($d_1, d_2, d_3, \dots, d_{10}$) имеем соответствующее значение процентного содержания данного класса в исходном продукте ($\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots, \gamma_{10}$).

На рис. 1 представлены кривые зернового состава исходного материала.

Теоретически можно рассмотреть несколько основных видов кривых зернового состава распределения размера и содержания компонентов в общей массе исходного материала.

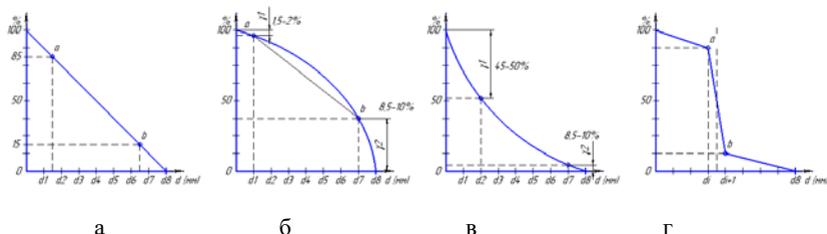


Рис. 1. Вид кривых зернового состава сортируемого материала в зависимости от соотношения мелких и крупных зёрен: а – с равномерным и пропорциональным распределением содержания мелких и крупных зёрен, б – с увеличенным содержание крупных зёрен, в – с увеличенным содержанием мелких зёрен, г – с явно выраженным увеличенным содержанием сортируемых зёрен в узком размерном диапазоне.

Равномерное распределение, рис. 1а. Процентное соотношение зёрен всех размеров в исходном продукте примерно одинаково, а кривая зернового состава представляет собой прямую линию. Имеем равномерное распределение зерен разного класса во всём объеме исходного материала. Количество мелкого и крупного материала постоянно для каждого участка объёма исходного материала.

Очевидно: скорость выделения крупных и мелких зерен одинакова, условия сортировки – одинаковы и постоянны по всей длине грохота (сита).

Исходная масса с повышенным содержание крупных зёрен, рис. 1 б.

Количество мелкого материала с размером зерен $d_1 \dots d_5$ составляет 1...2%, а с размером $d_8 \dots d_{10}$ составляет 40 ... 50%.

Очевидно, что скорость извлечения крупных зерен должна быть выше, чем скорость извлечение мелких зерен.

Исходная масса с повышенным содержание мелких зёрен, рис. 1 б.

Количество мелких зерен существенно больше количества крупных зерен.

Вывод: скорость извлечения мелких зерен должна быть выше, чем скорость извлечения крупных зерен.

Исходная масса с явно выраженным большим содержанием зёрен в узком размерном диапазоне, рис. 1г.

Основная масса материала находится в узком диапазоне и разделение на фракции необходимо провести внутри или по границам этого диапазона. Скорости ведения (извлечения) для крупных и мелких зе-

рен, не играют существенного значения, причем эти скорости близки друг к другу. Главной задачей становится скорость извлечения по узкому диапазону размеров зерен.

Каждый из отрезков a , b и v описывается линейным уравнением. Процентное содержание зерен на каждом участке показывает: какая скорость извлечения должна быть для зёрен каждого класса, которая и определяет время сортировки, производительность и эффективность.

В настоящее время в технической литературе отсутствуют рекомендации по решению таких задач в приложении к производственным условиям.

Работы в области создания вибраторов с направленной вынуждающей силой [1...10] позволили приступить к созданию вибрационного грохота в управляемыми технологическими параметрами.

Принцип работы вибратора планетарного типа

В основу конструкции вибратора планетарного типа заложен одноступенчатый планетарный механизм с его свойствами (рис.3).

Свойство 1

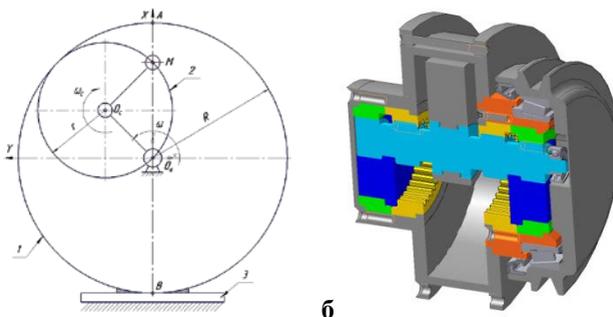


Рис. 3. Схема планетарного механизма с соотношением диаметров колёс $D:d = R:r = 2:1$ (а), модель механизма (б)

Здесь 1 - центральное колесо; 2 – спутник; 3 – корпус; O_k – центр колеса 1; O_c – центр колеса 2; R , r – радиусы колес 1, 2, соответственно; ω_1 – угловая скорость вращения радиуса $O_k O_c$ спутника относительно центра колеса 1, т.е. т. O_k ; ω – угловая скорость вращения спутника 2 относительно центра O_c ; т. А, т. В – верхняя и нижняя точки вертикального диаметра колеса 1; М – точка спутника, совпадающая с т.А в момент начала движения; обкатки спутника по центральному колесу.

Согласно [11] в схеме (рис.2) дебаланс 2 движется по прямой линии действия силы \vec{F}_a .

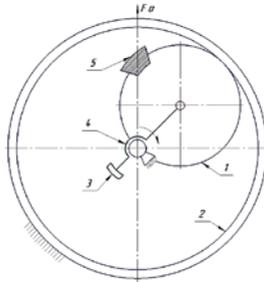


Рис. 3. Схема планетарного механизма [11]

У планетарного механизма сателлит 1 имеет в 2 раза меньшее число зубьев, чем у колеса 2. Водило 4 и сателлит 1 уравновешены противовесом 3.

Таким образом, в планетарном механизме (рис.1) точка М, расположенная на делительной окружности колес 1 и 2 в т. А, при вращении (обкатывании) сателлита по колесу 1 всегда совершает движение вдоль прямой А-В.

Такая кинематическая связь позволяет получить динамическое свойство механизма.

Свойство 2.

Если в точке М механизма (рис.1) поместить центр масс вращающейся системы, то при вращении сателлита возникает вынуждающая сила, направление действия которой осуществляется вдоль прямой А-В, вдоль диаметра, в вертикальной плоскости, рис. 4а.

В случае расположения центра колеблющейся системы в начальной фазе в горизонтальной плоскости – получаем горизонтально направленные колебания, рис. 4б. В промежуточном положении центра колеблющейся системы можно получить направление действия вынуждающей силы под любым углом к горизонту, рис. 4в и рис. 4г.

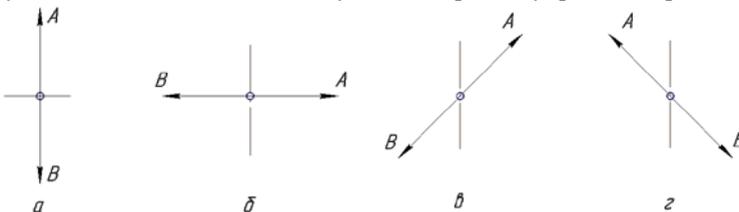


Рис. 4. Варианты направления действия вынуждающей силы планетарного вибратора направленного действия при соотношении диаметра колеса и сателлита 2:1.

Параметры перемещения т. М механизма определяются геометрическими размерами зубчатых колес: D , R и d , r , а период обращения т. М по окружности – частотой вращения сателлита ω , рис.5.

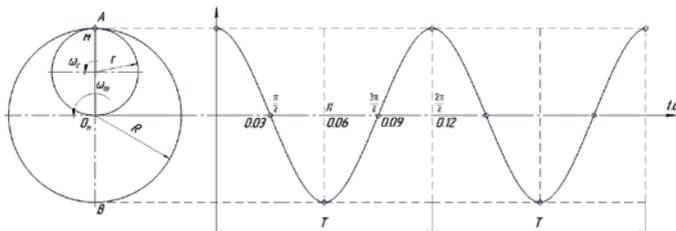


Рис. 5. График перемещения т. М

Размах перемещения составляет $D = 2R$

За один оборот сателлита т. М перемещается из т. А в т. В за время второго оборота – обратно, из т. В в т. А.

Так за 1000 оборотов сателлита будет совершено 500 полных колебаний. Если частота вращения 1000 об/мин, то в 1 минуту будет совершено 500 полных колебаний. При этом, угловая скорость сателлита ω_c (c^{-1}) будет составлять

$$\omega_c = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{300} = 104,7$$

Одно полное колебание т. М составит $T(c)$,

$$T = \frac{60}{500} = 0,12$$

Очевидно, что в т. А и т. В скорость т. М будет равна нулю. Наибольшую скорость развивает т. М в центре механизма, в т. O_m .

Использование результаты анализа технологических особенностей процесса сортировки на грохотах и применение в конструктивных решениях результатов анализа патентной информации разработана модель вибрационного грохота с регулируемыми параметрами, рис. 6.

Конструкция виброузла обеспечивает изменение при настройке: величины вынуждающей силы; точки приложения вынуждающей силы; направления линии действия вынуждающей силы; асимметрию величины вынуждающей силы в рабочем направлении при подбрасывании материала на сите и в холостом направлении при возвратном действии.

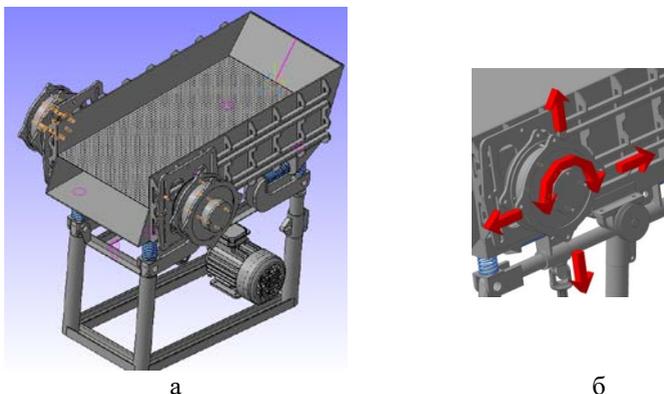


Рис. 6. Модель вибрационного грохота с регулируемыми параметрами:
а – внешний вид, б – вибрационный узел.

Вывод. В результате происходит регулирование частоты колебаний, амплитуды колебаний по длине грохота, получение разных по значению величин амплитуды колебаний по длине грохота, получение разной скорости движения материала вдоль сетки на разных участках грохота по длине.

Список литературы

1. Герасимов М. Д. Теоретические и технические основы совершенствования вибрационных грохотов: монография / М.Д. Герасимов. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2015, 136 с.
2. Герасимов М. Д. Исаев И. К. Способ получения направленных колебаний и устройство для его осуществления. Патент RU 2381078 С2, В06В 1/00, 24.12.2007.
3. Пат. 154504 РФ, МПК⁷ В 07 В 1/40. Вибрационный грохот / Герасимов М.Д., Глаголев С.Н., Герасимов Д.М., Мкртычев О.В., Латышев С.С.; заявл. 10.12.2014; опубл. 27.08.2015, Бюл. 24.
4. Пат. 2613210 С1. РФ, МПК⁷ В 07 В 1/40. Вибрационный грохот / Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Мкртычев О.В.; заявл. 23.12.2015; Опубл. 15.03.2017. Бюл. № 8.
5. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные машины, 2014, №1, С. 35-38
6. Герасимов М.Д., Алиматов Б.А., Герасимов Д.М., Чеботарев О.И. Направление совершенствования вибраторов направленного действия/ Научно-технический журнал Ферганского политехнического института. Узбекистан (STJ Fer.PI), 2013, №3, С. 23-26.

7. Герасимов М.Д. Инновационные вибрационные технологии, машины и оборудованием. Опыт НИОКР // «Мир дорог». С.-Пб. Специальный выпуск 2015-2016. С. 31-32.

8. Глаголев С.Н., Герасимов М.Д., Кабалин Д.П. Направление совершенствования вибрационных грохотов. // Журнал «Мир дорог». С.-Пб. Специальный выпуск. 2016-2017. С. 61-63

9. M. D. Gerasimov, O.V. Mkrtychev, S. N. Glagolev, D. M. Gerasimov, S. S. Latyishev. Method of Determination of Vibrating Screens Oscillation's Amplitude in a Characteristic Point for Plane Motion. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. VOL.11, NO 20, October. PP. 12295-12301. www.arpnjournals.com

10. Gerasimov M.D., Glagolev S.N., Gerasimov D. M., Mkrtychev O. V. Determination Of The Driving Force's Asymmetry Factor And The Vibrostand's Work's Analysis // International Journal of Applied Engineering Research, 2015.

11. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам – 2е ид., перераб. И доп. – М: Машиностроение, 1987 – 560с., ил.

12. Романович А.А., Глаголев Е.С., Бабаевский А.Н. Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов / Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2014. № 5. С. 102-105.

13. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., Yarmolenko I.V. Stimulation activities in the area of innovation on the basis of russian universities / The turkish online journal of design art and communication. 2016. т. 6. № nvspcl. с. 2977-2984.

14. Romanovich L.G., Doroshenko Y.A., Somina I.V., Romanovich M.A., Ryapukhina V.N. Improvement of the mechanism of financial support small innovative enterprises based on universities / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 175.

УДК 622.73

РЕЗУЛЬТАТЫ СВЕРХТОНКОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ В РЕАКТОРЕ РОТОРНО-ВИХРЕВОГО ТИПА

Герасимов М.Д.¹, Локтионов И.О.¹

1. ФГБОУ Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова

Локтионов О.Г.²

2. ООО Эко-Пром

Применение технологии и аппаратов использующих вращающееся электромагнитное поле рассматривается в целом ряде отраслей промышленности, таких как строительная, машиностроительная, химическая, сельскохозяйственная, пищевая, горнодобывающая, фармаколо-

гия. Для исследования процесса сверхтонкого измельчения материалов авторами статьи был использован, разработанный для этих целей, аппарат с вращающимся электромагнитным полем, который получил название: реактор роторно-вихревого типа.

Ключевые слова: сверхтонкое измельчение, аппарат вихревого слоя.

RESULTS OF SUPER-THIN MOLDING OF MATERIALS IN A ROTOR-VORTEX TYPE REACTOR

Gerasimov M.D¹., Loktionov I.O¹.

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Loktionov O.G².

2. OOO Eco-Prom

The use of technology and apparatus using a rotating electromagnetic field is considered in a number of industries, such as construction, machine-building, chemical, agricultural, food, mining, pharmacology. The use of technology and apparatus using a rotating electromagnetic field is considered in a number of industries, such as construction; machine-building; chemical; agricultural; food; mining; pharmacology.

Keywords: *ultrafine grinding, vortex layer apparatus.*

Типовая конструкция аппарата с вращающимся электромагнитным полем использует электропитание трёхфазного тока. [1]. Основным узлом, создающим вращающееся электромагнитное поле (ЭМП), является индуктор, рис. 1, включающий сердечник индуктора 1 и трехфазную обмотку 2. Вращающееся электромагнитное поле индуктора замыкается в области рабочей зоны аппарата, ограниченной немагнитным корпусом 3. В рабочую зону аппарата нагнетается обрабатываемый материал 5, вместе с ним туда помещаются иголки 4, изготовленные из ферромагнетика, которые взаимодействуют с вращающимся магнитным полем индуктора.

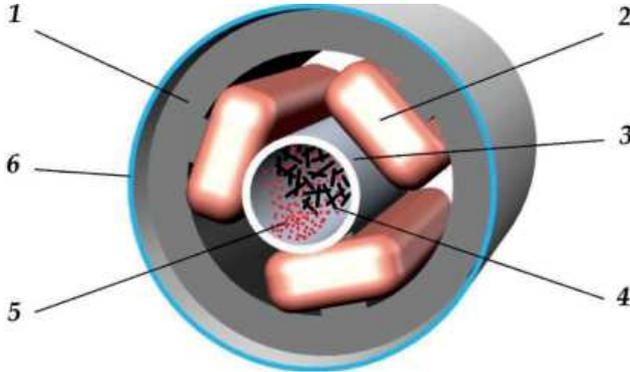


Рис. 1. Типовая конструкция аппарата с вращающимся ЭМП [2]:
 1 – магнитопровод индуктора; 2 - трёхфазная обмотка индуктора;
 3 - немагнитный цилиндрический корпус рабочей зоны аппарата;
 4 - ферромагнитные иглы; 5 - обрабатываемый материал; 6 – кожух

Трёхфазная обмотка индуктора создаёт вращающееся электромагнитное поле с промышленной частотой 50 Гц, 3000 об/м. В немагнитном цилиндрическом корпусе на длине трёхфазной обмотки индуктора располагается рабочая камера реактора. Рабочая камера реактора предварительно заполняется ферромагнитными рабочими телами – «иголками». Под действием вращающегося электромагнитного поля ферромагнитные элементы двигаются в рабочей зоне по круговой траектории и создают так называемый «вихревой слой».

Что касается кинетики процесса, протекающего в рабочей зоне аппаратов с вращающимся электромагнитным полем и физико-химических предпосылок стимулирования этого процесса, то необходимо учитывать тот факт, что в рабочей зоне реактора одновременно протекает несколько протекающих последовательно или накладываемых друг на друга процессов [2...8].

В ряду происходящих процессов в рабочей зоне реактора следует выделить некоторые из известных и относительно исследованных:

- результат механического, ударного, взаимодействия на обрабатываемый материал внесенными в рабочую зону ферромагнитными иглами;
- результат теплового воздействия иглолок;
- наличие высокой энергетической напряжённости в рабочей зоне;
- возникновение и наличие явления магнитострикции;
- наличие акустических явлений, частотный диапазон звуковых волн которых может составлять от десятков герц до десятков мега-

герц;

- возможность появления резонансных проявлений отдельных процессов;
- возникновение и наличие явления кавитации в обрабатываемом материале;
- возможность возникновения в металлических игловках индукционных токов, стимулирующих процессы электролиза в системе.

Для исследования возможности осуществления сверхтонкого измельчения был использован разработанный аппарат роторно-вихревого типа, рис. 2, выполненный в виде проходного гидродинамического реактора с вращающимся электромагнитным слоем.



а



б

Рис. 2. Гидродинамический реактор с вращающимся электромагнитным слоем; а – внешний вид реактора, б – пульт управления

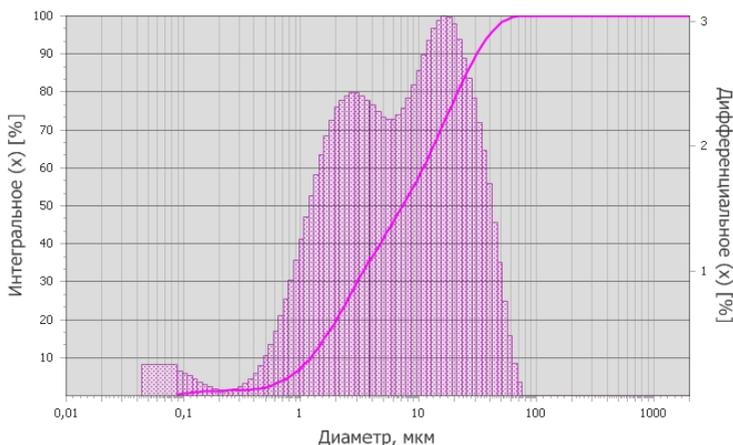
Измельчение материалов выполнялось в двух вариантах: в водной среде и в сухом состоянии. В качестве исходного материала использовался известняк, мел, цитрогипс, опока и кварцит. Первоначальная крупность материала составляла 1,5...5 мм.

Ниже приведены результаты измельчения мытого песка в жидкой среде, рис. 3, и в сухом состоянии, рис. 4.

ANALYSETTE 22 NanoTec plus

№ измерения 10354 Дата гятница, 04 мая 2018 11:02
 Материал Песок (мокрое измельчение) № обр.
 Компания БГТУ им. В.Г. Шухова Коммент. в дист. воде

Теория Fraunhofer TradeOff broad (1000,0)
 Показ. преломл. --- Коэф. поглощен. ---
 Сканы зел. 100 Сканы ИК 100 Каналов 153 Затенение луча 14,0 %
 Диапазон 0,01 [µm] - 2000,00 [µm] Насос 70 % Ультразвук 0 %



Модальный диам. 16,78 µm Размах (d90-d10)/d50 4,12 D[4,3] 12,2 µm
 Уд. поверхность 24796 см²/см³ Плотность 0 Уд. пов. по массе 0 см²/г

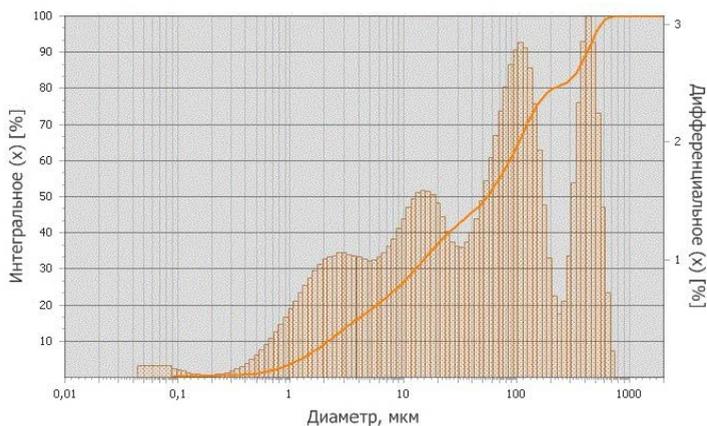
Перцентиль [%]	Диаметр [µm]
10	1,21
50	7,24
90	30,97

Рис. 3. Результаты мокрого измельчения песка в аппарате с вихревым вращением слоя

Из рисунка 3 видно, что при измельчении песка в водной среде размер зерен приходится на диапазон 0,3...100 мкм. Средневзвешенный размер зёрен составляет 16,78 мкм. Удельная поверхность – 24796 см²/см³. Очевидно, что 90% материала не превышает по размеру 30,97 мкм, 50% не превышает по размеру 7,24 мкм и 10% не превышает по размеру 1,21 мкм.

ANALYSETTE 22 NanoTec plus

№ измерения	10349	Дата	пятница, 04 мая 2018 10:46		
Материал	Песок (сухое измельчение)	№ обр.			
Компания	БГТУ им. В.Г. Шухова	Коммент.	в дист. воде		
Теория	Fraunhofer	TradeOff	broad (1000,0)		
Показ. преломл.	---	Коэф. поглощен.	---		
Сканов зел.	100	Сканов ИК	100	Каналов	153
Диапазон	0,01 [µm] - 2000,00 [µm]	Насос	70 %	Затенение луча	13,0 %
		Ультразвук	0 %		



Модальный диам. 431,87 µm **Размах (d90-d10)/d50** 7,67 **D[4,3]** 124,9 µm
Уд. поверхность 11264 см²/см³ **Плотность** 0 **Уд. пов. по массе** 0 см²/г

Перцентиль [%]	Диаметр [µкм]
10	2,16
50	54,4
90	419,46

Рис. 4. Результаты сухого измельчения песка в аппарате с вихревым вращением слоя

При сухом измельчении песка, рис. 4, размер зерен приходится на диапазон 0,3...700 мкм. Средневзвешенный размер зёрен составляет 431,87 мкм. Удельная поверхность – 11264 см²/см³. Очевидно, что 90% материала не превышает по размеру 419,46 мкм, 50% не превышает по размеру 54,4 мкм и 10% не превышает по размеру 2,16 мкм.

Проведенные опытно-промышленные исследования позволили разработать ноу-хау [9].

Вывод. Реакторы роторно-вихревого типа могут достаточно эффективно использоваться не только для обработки и активации жидких сред, но и для сверхтонкого измельчения твёрдых материалов. Степень измельчения в реакторе роторно-вихревого типа составляет порядка 1000 единиц. Процесс сверхтонкого измельчения материалов может производиться циклическим и непрерывным способом, по мокрому и сухому способу измельчения. При сверхтонком измельчении материалов в реакторах роторно-вихревого типа по сухому способу требуются специальные конструктивные и технологические мероприятия по снижению температуры в рабочей зоне или вокруг неё. При одинаковых параметрах измельчения и при одинаковом времени нахождения материала в рабочей зоне достигается более высокая тонкость помола мокрым способом, по сравнению с сухим. Время измельчения в пределах длины рабочего пространства составляет 10-25 секунд, в зависимости от вида материала и способа помола.

Список литературы

1. Мищенко М.В., Боков М.М., Гришаев М.Е. Активация технологических процессов обработки материалов в аппаратах с вращающимся электромагнитным полем // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 2-16. – С. 3508-3512;
2. URL: <http://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=37809>
3. Логвиненко Д. Д., Шевляков О. П. Интенсификация технологических процессов в аппаратах вихревого слоя. Изд. «Техника» Киев. 1976 г. Киев, 1976 год, 144 стр.,
4. Вершинин Н. П. Установки активации процессов. Иноватор. Ростов-на-Дону. 2004г.
5. Логвиненко Д. Д., Логвиненко С. Д., Вдовиченко Ю. М. Выбор режимов работы аппарата с вихревым слоем для различных технологических процессов. Доклад НТК г. Тамбов 1989г.
6. Фоминский Л.П. Роторные генераторы дармового тепла. «Око-Плюс», Черкассы, 2003 г.
7. Фоминский Л.П. Как работает вихревой теплогенератор Потапова. Изд. Око-Плюс. Черкассы 2001.
8. <https://Globecore.ru/products/intensif/avs.html>
9. <http://www.helpbeton.ru/vixrevye-apparaty-dlya-aktivacii-cementa-i-netolko.html>
10. Свидетельство о получении ноу-хау №20180025. Правообладатели: ФГБОУ ВО БГТУ им. В.Г. Шухова и ООО «ПромЭко», 18.,6.2018
11. Romanovich A., Glagolev S., Romanovich M. Technology for the production of nanomaterial with the use of traditional grinding equipment / International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. Т. 8. № 4. С. 2500.
12. Romanovich A.A., Bogdanov V.S., Romanovich M.A., Prokopenko V.S. IMPROVEMENT OF THE MECHANISM OF FINANCIAL SUPPORT SMALL

INNOVATIVE ENTERPRISES BASED ON UNIVERSITIES / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 175-178.

13. Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А., Апухтина И.В. Расчет мощности привода агрегата для получения кубовидного щебня / Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2017. № 7. С. 111-115.

УДК 621.867

КАЧЕСТВЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСЧЕТНЫХ СЛУЧАЕВ ПРИ КОМПЛЕКСНОМ ПОДХОДЕ К ТЯГОВОМУ РАСЧЕТУ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Гончаров К.А.¹

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет,
г. Брянск

Представлено описание расчетных случаев при реализации комплексного подхода к тяговому расчету ленточных конвейеров различной конфигурации. Даны качественные характеристики указанных случаев, а также рекомендации по составлению соответствующих им систем уравнений тягового расчета. На примере показано применение предложенных рекомендаций, в том числе в случае неопределенности начальных параметров технического задания.

Ключевые слова: ленточный конвейер, тяговый расчет, системы приводов, комплексный подход.

QUALITATIVE CHARACTERISTICS OF CONTROLLING CASES USING THE UMBRELLA APPROACH TO THE TRACTION CALCULATION OF BELT CONVEYORS

Goncharov K.A.¹

1. Bryansk State Technical University, Bryansk

The paper deals with the description of the controlling cases when implementing the umbrella approach to the traction calculation of belt conveyors of different configurations. The qualitative characteristics of the given cases are shown, as well as the recommendations on the compilation of their corresponding equation systems of the traction effort are given. The example shows the implementation of the proposed recommendations, including the case when the initial parameters of the performance specification are ambiguous.

Key words: belt conveyor; traction calculation; drive system; umbrella approach

Тяговый расчет ленточных конвейеров является сложной и трудоемкой процедурой, зависящей как от конструктивных особенностей конвейеров, так и от принимаемых гипотез расчета [1; 2]. В работе [1] был предложен комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров, учитывающий указанные факторы. Их взаимодействие в разных сочетаниях, формирующих структуру системы уравнений тягового расчета, было представлено в виде графа (рис. 1) [1].

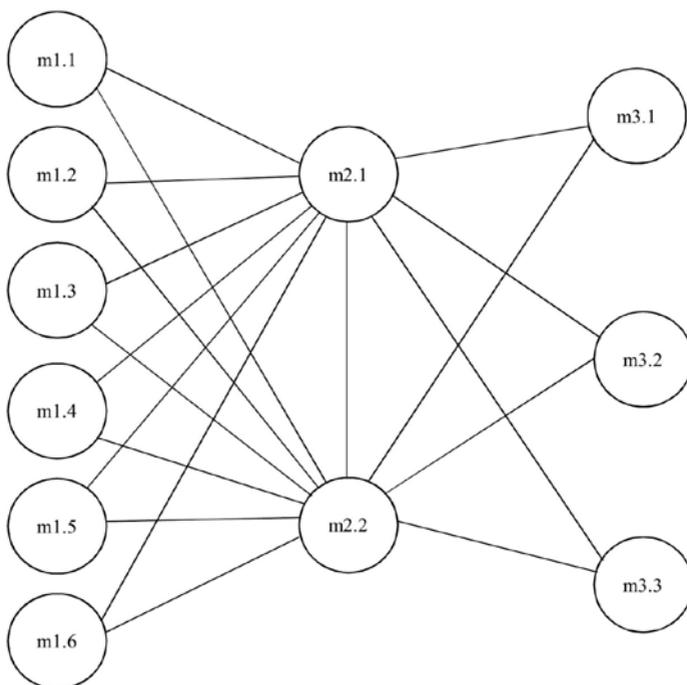
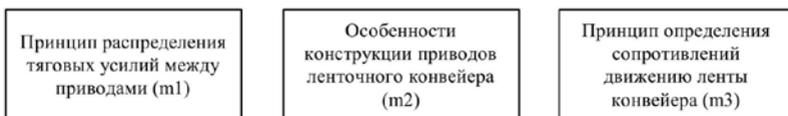


Рисунок 1 – Граф взаимодействия факторов, определяющих тяговый расчет ленточного конвейера [1]

В представленном графе указаны укрупненные группы факторов, а также показано взаимодействие форм (признаков), которые данные группы факторов могут принимать. Представленные формы (признаки) структурированы по номерам [1]:

m1.1 – тяговые усилия распределяются пропорционально тяговым факторам приводов;

m1.2 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях;

m1.3 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов и их возможных отклонений;

m1.4 – тяговые усилия распределяются пропорционально сопротивлением соответствующих участков трассы конвейера;

m1.5 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов при их номинальных значениях и продольного растяжения ленты;

m1.6 – тяговые усилия распределяются с учетом механических характеристик приводов, их возможных отклонений и продольного растяжения ленты;

m2.1 – конструкция системы приводов предусматривает наличие дополнительных изгибов грузонесущей ленты на промежуточных приводах;

m2.2 – конструкция системы приводов предусматривает отсутствие дополнительных изгибов грузонесущей ленты на промежуточных приводах;

m3.1 – сопротивления движению ленты конвейера определяются приближенным тяговым расчетом;

m3.2 – сопротивления движению ленты конвейера определяются подробным тяговым расчетом с обходом трассы конвейера при постоянном значении коэффициента сопротивления движению;

m3.3 – сопротивления движению ленты конвейера определяются подробным тяговым расчетом с обходом трассы конвейера с дифференцированным подходом к определению коэффициента сопротивления движению на каждом участке трассы конвейера.

Каждому признаку согласно [1] соответствует определенное математическое описание. Совокупности признаков формируют соответствующие системы уравнений тягового расчета для ленточных конвейеров различных случайных конфигураций [1].

Целью настоящей статьи является синтез качественных характеристик описанных выше признаков, а также описание возможных расчетных случаев, соответствующих тому или иному признаку.

Результаты процедуры синтеза представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Качественные характеристики и описание расчетных случаев при реализации комплексного подхода к тяговому расчету ленточных конвейеров

Признак	Качественная характеристика признака	Описание возможного расчетного случая
Принцип распределения тяговых усилий между приводами (m1)		
m1.1	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты не имеет особого значения, компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – возможно завышенное значение мощности привода; – сравнительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры средней длины (до 500 м) с небольшим углом наклона; – система приводов включает один или два барабанных привода, расположенных в головной части конвейера; – планируется установка пуско-регулирующих устройств приводов или системы управления с широкими возможностями по изменению видов механических характеристик двигателей;
m1.2	<ul style="list-style-type: none"> – относительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – возможно завышенное значение мощности привода за счет необходимого завышения значений коэффициентов запаса; – сравнительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных приводов (в том числе, распределенных по трассе конвейера); – применяется резиновая грузонесущая лента; – планируется установка системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
m1.3	<ul style="list-style-type: none"> – относительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – вычисленные значения мощностей приводов не требуют завышенных значений коэффициента запаса; – повышенная трудоем- 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных приводов (в том числе, распределенных по трассе конвейера); – применяется резиновая грузонесущая лента; – планируется установка пуско-регулирующих

	кость проведения расчета;	устройств приводов;
m1.4	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты не имеет особого значения, компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – возможно завышенное значение мощности привода за счет необходимого завышения значений коэффициентов запаса; – сравнительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных и промежуточных ленточных приводов; – применяется резинотросовая грузонесущая лента; – планируется установка системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
m1.5	<ul style="list-style-type: none"> – сравнительно невысокий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – возможно завышенное значение мощности привода за счет необходимого завышения значений коэффициентов запаса; – повышенная трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных и промежуточных ленточных приводов; – применяется резинотросовая или резинотканевая грузонесущая лента; – планируется установка системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
m1.6	<ul style="list-style-type: none"> – сравнительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – вычисленные значения мощностей приводов не требуют завышенных значений коэффициента запаса; – высокая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных и промежуточных ленточных приводов; – применяется резинотросовая или резинотканевая грузонесущая лента; – планируется установка пуско-регулирующих устройств приводов или системы управления приводами с широкими возможностями регулирования механических характеристик двигателей;
Особенности конструкции приводов ленточного конвейера (m2)		

m2.1	<ul style="list-style-type: none"> – тяговый расчет оперирует дополнительными характеристиками трассы конвейера, соответствующими участкам перегрузки на грузовой ветви (ложный сброс); 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает несколько барабанных приводов, расположенных на грузовой и (или) холостой ветвях конвейера;
m2.2	<ul style="list-style-type: none"> – повышенная трудоемкость проведения тягового расчета в связи с необходимостью проведения дополнительных расчетов параметров приводов нестандартной конфигурации (не барабанных) при их наличии; 	<ul style="list-style-type: none"> – система приводов включает один или несколько барабанных приводов, находящихся в головной части конвейера (при необходимости), а также промежуточные приводы, обеспечивающие беспрерывное транспортирование груза по трассе;
Принцип определения сопротивлений движению ленты конвейера (m3)		
m3.1	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры малой длины с простой трассой;
m3.2	<ul style="list-style-type: none"> – неточность определения максимального натяжения ленты компенсируется повышенными значениями коэффициента запаса; – относительно низкая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры средней длины с простой трассой (с небольшим количеством участков перегиба в вертикальной плоскости);
m3.3	<ul style="list-style-type: none"> – сравнительно низкий уровень неточности определения максимального натяжения ленты; – относительно высокая трудоемкость проведения расчета; 	<ul style="list-style-type: none"> – конвейеры со сложной пространственной криволинейной трассой;

При неопределенности начальных параметров технического задания ориентировочные описания параметров трасс конвейеров, описания ресурсов и возможностей проектировщика при уточнении критериев

риев эффективности, задаваемых в начале процесса проектирования [3; 4], по совокупности признаков позволяют сформировать комплексы форм (признаков), которые, в свою очередь, формируют системы уравнений тягового расчета для каждого проектного случая, описанные в [1].

В качестве примера рассмотрим несколько расчетных случаев:

1. Проектируется ленточный наклонный прямолинейный конвейер длиной 50 м, производительностью 40 т/ч. При соответствующей подготовке проектировщика данных сведений достаточно, чтобы сформировать следующее описание: конвейер сравнительно короткий с простой трассой, система приводов будет содержать один барабанный привод, будет применяться резинотканевая лента. Данному описанию согласно связям графа взаимодействия (рис. 1) соответствует комплекс форм (признаков) m1.1 – m2.2 – m3.1.

2. Проектируется ленточный конвейер с общей длиной трассы 900 м, производительностью 500 т/ч и двумя криволинейными участками, расположенными в вертикальной и горизонтальной плоскости. Транспортируется острокромочный крупнокусковой груз. Описание: конвейер протяженный со сложной пространственной криволинейной трассой, система приводов будет содержать один барабанный привод и один или несколько промежуточных ленточных приводов без промежуточной перегрузки (многократная перегрузка острокромочного груза на одну и ту же ленту значительно снизит срок её эксплуатации), может быть применена как резинотросовая, так и резинотканевая лента, в зависимости от итоговой стоимости. Данному описанию согласно связям графа взаимодействия (рис. 1) соответствует комплекс форм (признаков) m1.6 – m2.2 – m3.3.

Каждому из комплексов форм, сформированных в примерах, соответствует собственная система уравнений тягового расчета, формируемая по рекомендациям [1].

Предложенный подход к формированию технических описаний проектируемых ленточных конвейеров на начальной стадии их разработки позволяет в значительной степени формализовать выбор рациональной методики тягового расчета, что снижает степень субъективности при принятии проектных решений ответственными лицами. При этом качественные характеристики признаков в сформированном комплексе дают возможность ориентировочно спрогнозировать требуемую трудоемкость расчетных процедур и их точность.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных кон-

вейеров / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С.144–151.

2. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров: монография / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с.

3. Гончаров, К.А. Обоснование методики выбора рациональных вариантов систем приводов ленточных конвейеров на основе метода анализа иерархий / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2016. – № 2. – С. 66–70.

4. Гончаров, К.А. Определение рационального варианта системы приводов ленточного конвейера ЛСТ-1600/ К.А. Гончаров // Вестник Брянского государственного технического университета, 2011. – №4. – С.33–38.

УДК 621.86

НАГРУЖЕННОСТЬ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОВЫХ ТЕЛЕЖЕК КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА

Гончаров К.А.¹, Денисов И.А.¹

1. ФГОБУ ВО Брянский государственный технический университет, г. Брянск

Согласно с действующей нормативной базой проведена классификация сил, действующих на металлоконструкцию грузовой тележки мостового крана общего назначения в период его эксплуатации. Выделены особенности учёта отдельно взятых нагрузок в зависимости от режимов работы грузоподъёмного оборудования рассматриваемого типа. Приведены основные сочетания нагрузок, используемые при расчётном подтверждении работоспособности и долговечности металлических конструкций грузовых тележек.

Ключевые слова: мостовой кран, грузовая тележка, металлоконструкция, действующая нагрузка, сочетания нагрузок, динамический коэффициент.

LOADING OF METAL CONSTRUCTIONS CARGO TROLLEYS OF OVERHEAD CRANE

Goncharov K.A.,¹ Denisov I.A.¹

1. Bryansk State Technical University, Bryansk

According to the current regulatory framework, a classification was made of the forces acting on the metal structure of the general-purpose overhead crane during its operation. The peculiarities of taking account of individual loads are singled out depending on the operation modes of the

lifting equipment of the type considered. The main combinations of loads are used, which are used in the calculation of the operability and durability of metal structures of cargo trolleys.

Key words: overhead crane, cargo trolley, metal construction, current load, combinations of loads, dynamic coefficient.

В процессе эксплуатации кранов мостового типа динамические и статические нагрузки от веса транспортируемого груза и установленного рабочего оборудования воспринимаются элементами металлоконструкции грузовых тележек в характерных точках и через колёсные установки передаются непосредственно на пролётное строение грузоподъёмной машины. В работе [1] показано, что несмотря на разнообразие действующих сил и сложную структуру нагружения, существует возможность снижения материалоемкости несущей рамы тележки. Для подтверждения несущей способности металлоконструкции тележки, оптимизированной по критерию минимальной материалоемкости, необходимо сформулировать некоторое количество расчётных случаев, характеризующих различными комбинациями внешних действующих нагрузок. Данные расчётные случаи должны объективно отражать реальную картину нагружения тележки в различные моменты времени эксплуатации грузоподъёмной машины.

Нагрузки, действующие на металлоконструкции грузоподъёмных машин, разделяют по природе происхождения, характеру изменения во времени, интенсивности и продолжительности действия. Основные правила определения расчётных нагрузок и формирования комбинаций нагрузок для кранов мостового типа изложены в ГОСТ 32579.1-2013 [2] и ГОСТ 32579.5-2013 [3]. Следует отметить, что указанные стандарты содержат наиболее общие случаи нагружения рассматриваемых типов грузоподъёмных кранов. При необходимости, кроме указанных нагрузок и их комбинаций в расчёте могут учитываться дополнительные нагрузки и комбинации, которые требуются для наиболее адекватного моделирования реальных условий нагружения крана. Для расчётов элементов несущей металлоконструкции грузовой тележки по критериям работоспособности и долговечности могут быть использованы иные методики моделирования нагрузок, если они подтверждены опытом эксплуатации.

Исходя из данных нормативных документов действующие нагрузки можно разделить на регулярные, нерегулярные, исключительные и особые. Регулярные нагрузки представляют собой силы, действующие на металлоконструкцию тележки в рамках каждого цикла работы мостового крана. К ним относятся:

1. Вертикальные силы, действующие на элементы грузовой тележки. В качестве отдельных элементов рассматриваются редукторы, электродвигатели, тормоза, барабаны, верхние блоки канатных полиспастов, на которые воздействуют собственные силы тяжести. При подъёме груза данные элементы могут приходиться в движение с некоторым ускорением за счет вертикальных колебаний металлоконструкций и создавать дополнительные динамические нагрузки. В сложившейся практике проектирования грузоподъёмных машин динамические нагрузки учитываются как дополнительные инерционные добавки к основной эксплуатационной нагрузке и определяются количественно, как их доля, с помощью коэффициентов динамичности [4]. В данном случае номинальная нагрузка, обусловленная силами тяжести G_i элементов тележки, умножается на коэффициент φ_1 , выбираемый исходя из рекомендаций ГОСТ [2, 3]

2. Вертикальные нагрузки, действующие на груз. При расчёте грузоподъёмной машины и её отдельных элементов в качестве основной эксплуатационной нагрузки, воздействующей на металлоконструкцию тележки в точках опоры барабана и верхних блоков, принимается вес груза Q_i в совокупности с весом используемых грузоподъёмных приспособлений. Динамические воздействия груза на металлоконструкцию тележки учитываются с помощью коэффициента φ_2 , зависящего от скорости подъёма, жесткости конструкции и системы управления приводом [2,3]. ГОСТ 32579.1-2013 введено 5 типов привода (HD1-HD5) каждому из которых соответствует свой тип системы управления и значения установившейся скорости подъёма v_h , используемой для нахождения коэффициента φ_2 . Данный подход позволяет учитывать влияние типа используемой системы управления на величину динамических нагрузок. Однако динамические характеристики работающих механизмов зачастую зависят не только от структуры системы управления, но и от её настроек (задания время разгона-торможения, начального крутящего момента, скорости вращения вала привода при наложении тормоза, настроек S-кривой разгона-торможения и т.д.). В работе [5] на примере частотно-регулируемого привода показано, что при различных настройках системы управления эксплуатационные, динамические и тепловые характеристики работы одного и того же механизма могут значительно отличаться. Разные параметры настройки системы управления механизмом могут приводить к повышению динамической составляющей действующей нагрузки даже в системах с бесступенчатым плавным регулированием скорости. В этом случае эксплуатационные преимущества подобных систем сводятся к минимуму, а значения выбранных коэффициентов дина-

мичности не соответствуют реальному уровню нагруженности грузоподъемной машины. Поэтому в случаях, когда заказчик не может предоставить достаточно точную информацию о будущем режиме работы крана, при расчётах по предлагаемой ГОСТ методике рационально задавать максимальное значение установившейся скорости подъёма для получения некоторого запаса по коэффициенту динамичности φ_2 . Полученный таким образом запас позволит учесть вероятное повышение динамических нагрузок при несоответствии настроек системы управления циклам и режимам работы крана.

3. Нагрузки, вызванные передвижением грузовой тележки по рельсовому пути, имеющему определённые неровности. Учёт данных нагрузок производят перемножением гравитационных сил G_i , действующих на массы тележки и груза на коэффициент φ_4 (коэффициент толчков) принимаемый в зависимости от скорости передвижения.

4. Инерционные нагрузки при неустановившемся режиме работы приводов. Значения данных нагрузок с достаточной точностью может быть просчитано на основе твердотельных кинетических моделей, учитывающих параметры приводов, распределение движущихся масс и сил сопротивления.

Периодичность воздействия нерегулярных нагрузок превышает продолжительность нескольких циклов работы крана. К подобным нагрузкам следует отнести:

1. Климатические нагрузки. Сюда входят ветровые нагрузки рабочего состояния, нагрузки от снега и льда, тепловых воздействий окружающей среды. Перечисленные нагрузки оказывают незначительное влияние на нагруженность металлоконструкции грузовой тележки в виду её малой площади по сравнению с площадью пролётного строения мостового крана и могут не учитываться в ходе проведения расчётов за исключением ветрового воздействия на подвешенный груз.

Так же значительное влияние на напряжённо-деформированное состояние металлоконструкции могут оказывать силы, вызванные перекосом грузовой тележки. Данные силы направлены перпендикулярно направлению движения и возникают в зоне контакта реборды колеса и головки подтележечного рельса. Обычно эти боковые силы учитываются для элементов конструкции, непосредственно воспринимающих давления на колёса (продольные балки тележек в местах крепления колёсных установок, узлы крепления колёсных блоков в тележках с универсальной компоновочной схемой [6]).

Согласно с ГОСТ 32579.1-2013 в зависимости от типа, конфигурации и условий работы грузоподъемного устройства перекосные нагрузки могут рассматриваться как регулярные или нерегулярные.

Регулярное воздействие перекошенных нагрузок должно приводить к значительному износу реборд ходовых колёс тележки. Таким образом если перекошенные нагрузки носят регулярных характер указанный тип дефекта колёс должен выявляется с определённой периодичностью в ходе осмотров кранов при технических обслуживаниях, а также в ходе проведения экспертизы промышленной безопасности. Для выявления регулярности воздействия перекошенных нагрузок был проведён анализ дефектных ведомостей заключений экспертизы промышленной безопасности мостовых кранов с истёкшим сроком службы, предоставленных ООО «Промбезопасность» г. Брянск. При проведении анализа была обработана информация о 230 мостовых кранах с группами режимов работы 4К-7К. При этом во внимание принимались дефекты, указывающие на воздействие внешних усилий со стороны подтележечных рельсов и тупиковых упоров.

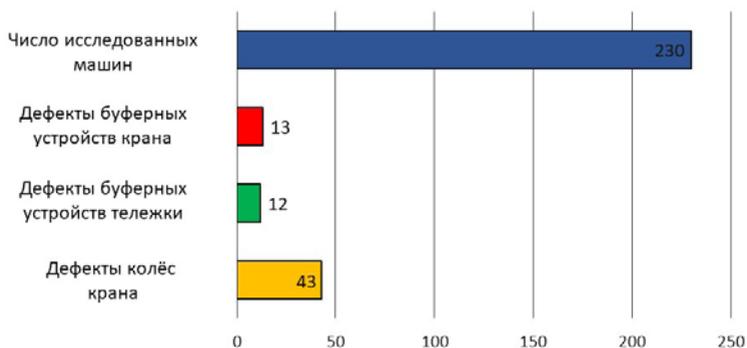


Рисунок 1 – Диаграмма распределения дефектов мостовых кранов

В 43 случаях был обнаружен предельный износ реборд колёс механизма передвижения крана. При этом не было зафиксировано ни одного случая износа реборд ходовых колёс тележки, указывающего на периодическое воздействие перекошенных нагрузок. Существенная разница в значениях количества дефектов, определённых для колёс крановой тележки и крана объясняется большей нагруженностью последних, постоянством распределения нагрузки между колёсами тележки в течении всего периода эксплуатации, меньшим отклонением подтележечных рельсов от прямолинейности по длине в сравнении с ходовым путём самого крана. Отсутствие заметного износа колёс тележек у рассмотренных кранов позволяет сделать вывод о крайне периодическом характере воздействия перекошенных нагрузок.

В ряде случаев у кранов было отмечено разрушение одного или

нескольких буферов, полученных в ходе эксплуатации. Следует отметить отсутствие прямой статистической взаимосвязи между частотой появления данного дефекта и работоспособностью концевых выключателей механизмов передвижения крана. Разрушения гибких элементов буферных устройств наблюдались в равной степени и у кранов с полностью исправными предохранительными устройствами и в случае наличия неисправных концевых выключателей или деформированных выключающих линеек. Следовательно, в тех случаях, когда работа крана связана с частыми перемещениями тележки вблизи тупиковых упоров ударные нагрузки о буферные устройства так же следует рассматривать как периодические, в остальных случаях – как исключительные.

К исключительным нагрузкам так же относятся:

1. Ветровые нагрузки нерабочего состояния

2. Испытательные нагрузки. В случае расчетной проверки несущей способности металлической конструкции крана при действии испытательной нагрузки она должна умножаться на коэффициент ϕ_6 , определяемый по рекомендациям [2].

3. Аварийные нагрузки. Аварийные нагрузки следует рассматривать как инерционные нагрузки при неустановившемся режиме работы приводов исходя из предположения, что отказ грузоподъемной машины происходит при наиболее неблагоприятном условии.

4. Сейсмические нагрузки.

5. Резкое снятие части транспортируемого груза. Для кранов общего назначения появление подобных нагрузок возможно только в случае аварии. Для крановых тележек специальных кранов данные нагрузки могут учитываться как технологические, например, в случае работы с грейфером или электромагнитом.

К особым нагрузкам следует отнести:

1. Транспортные нагрузки

2. Монтажные нагрузки

Монтажные и транспортные нагрузки учитываются при разработке технологии монтажа грузовой тележки крана и грузоподъемной машины в целом, определение мест расположения и размеров элементов крепления тележки. Указанные расчёты необходимы, так как не редки случаи, когда эти нагрузки оказываются значительными по величине и их распределение в элементах металлоконструкции существенно отличается от распределения нагрузок при нормальной работе грузовой тележки [4].

Анализируя перечисленные нагрузки для каждого элемента находят их опасное сочетание. Для металлоконструкции тележки чаще все-

го выделяются следующие общие расчётные случаи, позволяющие с достаточной точностью моделировать реальную эксплуатационную нагруженность грузоподъёмной машины:

1. 1А – тележка неподвижна, подъём груза с земли и его торможение при опускании происходит с нормальной (номинальной) нагрузкой и нормальной (номинальной) рабочей скоростью;

2. 2А – тележка неподвижна, подъём груза с земли и его опускание происходит с максимальной рабочей и динамической нагрузкой;

3. 1Б – тележка в движении, пуск и торможение механизма подъёма происходит с нормальной (номинальной) нагрузкой и нормальной (номинальной) рабочей скоростью;

4. 2Б – тележка в движении, пуск и торможение механизма подъёма происходит с максимальной рабочей и динамической нагрузкой.

5. В – нерабочее состояние тележки с максимальной нагрузкой.

[7]

Предлагаемые сочетания нагрузок металлоконструкции грузовой тележки в рамках указанных расчётных случаев показаны в таблице 1.

Таблица 1 – Соответствие основных сочетаний нагрузок и расчётных случаев

Тип нагрузки	Эксплуатационная нагрузка		Расчётный случай				
			1А	1Б	2А	2Б	В
	Гравитационная нагрузка	Массы элементов тележки	φ_1	φ_1	φ_1	φ_1	+
		Массы груза	φ_2	φ_2	φ_2	φ_2	-
		Массы тележки и груза перемещающейся по неровностям ходового пути	-	φ_4	-	φ_4	-
	Инерционная нагрузка при неустановившемся режиме работы приводов	-	φ_5	-	φ_5	-	
	Ветровые нагрузки рабочего состояния		-	-	+	+	+
	Перекокс		-	+	-	+	-
	Нагрузки от удара о буфер		-	φ_7	-	φ_7	-
	Ветровая нагрузка нерабочего состояния		-	-	-	-	+
	Испытательная нагрузка		-	-	φ_6	φ_6	-
	Аварийная нагрузка		-	-	φ_5	φ_5	-
	Сейсмическая нагрузка		-	-	+	+	+
	Транспортная нагрузка		-	-	-	-	+
	Монтажная нагрузка		-	-	-	-	+

Знак «+» указывает на наличие усилия в рамках расчётного случая, знак «-» на отсутствие. При необходимости учёта динамической составляющей нагрузки указывается соответствующий коэффициент динамичности ϕ_i , согласно с ГОСТ 32579.1-2013 [2].

Проведённый обзор усилий, определяющих нагруженность металлоконструкций грузоподъёмных тележек показал:

1. Выбор действующих нагрузок и формы их воздействия при реализации методики расчёта, описанной в существующих нормативных документах, должен производиться исходя из предполагаемого характера работы грузовой тележки и её предположительного положения во время эксплуатации на несущей металлоконструкции крана.

2. При определении величины динамических нагрузок, приложенных к несущей металлоконструкции тележки кроме показателей, описывающих условия работы крана и его технические особенности, необходимо учитывать параметры настройки управляющих систем рабочих органов и соответствие параметров настройки действительным режимам работы тележки.

Следует отметить, что для полного составления расчётной схемы металлоконструкции грузовой тележки, помимо указанных нагрузок должны учитываться и действующие вертикальные [8] и горизонтальные реакции, правильное определение которых требует отдельного исследования.

Список литературы

1. Денисов И.А., Простаков Д.А. Конструкции и методы проектирования опорных грузовых тележек кранов мостового типа. // Инновационное развитие подъёмно-транспортной техники: материалы всерос. науч.-практ. конф. / под ред. К.А. Гончарова. – Брянск: БГТУ, 2016. – 60 с.
2. ГОСТ 32579.1-2013. Краны грузоподъёмные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения. Введ. 2015 – 06 – 01. М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2015. – 31 с.
3. ГОСТ 32579.5-2013. Краны грузоподъёмные. Принципы формирования расчётных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 5. Краны мостового типа. Введ. 2015 – 06 – 01. М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2015. – 15 с.
4. Лагереv, А.В. Нагруженность подъёмно-транспортной техники: учеб. пособие, – Брянск: БГТУ, 2010. – 180 с.
5. Гончаров, К.А. Экспериментальное исследование нагруженности грузоподъёмных машин при использовании систем управления с частотным преобразователем / К.А. Гончаров, И.А. Денисов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №1 – С. 31-39.
6. Гончаров, К.А. Универсальная компоновочная схема металлоконструкции грузовой тележки крана мостового типа / К.А. Гончаров, И.А. Дени-

сов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – №1 – С. 60-66.

7. Гончаров, К.А. Метод предельных состояний при проектировании металлоконструкций подъёмно-транспортных машин: учеб. пособие, – Брянск: БГТУ, 2015. – 91 с.

8. Goncharov K.A., Denisov I.A. Determination of vertical pressures of running wheels of freight trolleys of bridge type cranes // IOP Conf Series: Materials Science and Engineering 327 (2018) 042038

УДК 622.23.05

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА СХЕМ ГИДРОПРИВОДА И УПРАВЛЕНИЯ ХОДОВЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ ГОРНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ

Долматов Е.Ю.¹, Маслов Н. А.²

1. ГК «Норильской никель», г.Норильск

*2. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей
сообщения, г. Новосибирск*

Разработаны варианты гидropередач ходового оборудования с системами управления для горной погрузочно-доставочной машины, выполнен анализ их достоинств и недостатков по сформулированным критериям (стоимость, скоростной и силовой диапазоны регулирования, перспективы применения в приводе ходового оборудования).

Ключевые слова: погрузочно-доставочная машина, привод ходового оборудования, управление ходовыми оборудованием

ANALYSIS AND DESIGN OF HYDRAULIC DRIVE AND CONTROL FOR RUNNING WHEELS OF MINING LOAD-HAUL-DUMPERS

Dolmatov E.U.¹, Maslov N.A.²

1. GPK "Norilsk Nickel", Norilsk

2. Siberian transport university, Novosibirsk

The variants of hydraulic transmission of running equipment with control systems for mining loading and delivery machines have been designed, the analysis of their advantages and disadvantages according to the formulated criteria (cost, speed and power ranges of regulation, prospects for use in the drive of running equipment) have been carried out.

Keywords: load-haul-dump machine, running wheel's drive, running wheel's control.

В работе [1] сформулированы основные требования к приводу ходового оборудования, проанализированы системы управления и

способы регулирования скорости в гидропередачах (ГП), возможные схемные решения дизель-гидравлического объёмного привода горной погрузочно-доставочной машины [2,3]. На основе принятых в работе [1] решений, разработано шесть вариантов гидропередач ходового оборудования (далее по тексту – ХО) с система управления для приводов ХО горной с строительно-дорожной техники (из них три не имеют аналогов в приводах ХО), и выполнен анализ их достоинств и недостатков по сформулированным критериям (стоимость, скоростной и силовой диапазоны регулирования, перспективы применения в приводе ходового оборудования). При разработки принципиальной схемы привода и управления ходовым оборудованием должны быть обеспечены следующие требования: наличие тормозных систем: рабочей; стояночной (нормально-замкнутая); резервной (растормаживание стояночной системы) по ГОСТ Р 55730-2013; обеспечение равномерного вращения ведущих колёс при прямолинейном движении и разных угловых скоростей при повороте; обеспечение требуемых скоростей в транспортном и рабочем режимах; обеспечение свойства пропорциональности в системе управления; обеспечение блокировки дифференциала; обеспечение необходимой логики в системе управления; обеспечение необходимого вращающего момента на колёсах.

На рисунке 1 приведена схема разомкнутой ГП с системой управления LS / PC, регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами. Эта система компенсирована по давлению (свойство PC) – поддерживает постоянное давление на золотнике распределителя P1, это обеспечивает постоянный расход через распределитель P1 и постоянство частоты вращения валов гидромоторов M1-M4 независимо от нагрузки и давления в напорной линии. Эта система чувствительна к нагрузке (свойство LS) – обеспечивает заданное превышение давления насоса Н1 по сравнению с давлением, наиболее нагруженного гидромотора M1-M4. Система LS / PC применяется для привода рабочего оборудования в бульдозерах D6R – D11R фирмы «Caterpillar», Т-11 «Четра». Аналогов в ГП привода ходового оборудования не имеет. Преимущества ГП: обеспечивает одновременную работу нескольких параллельно соединенных М при разных нагрузках; подача и давление насоса согласованы с потребностью; скорость М не зависит от нагрузки. Недостатки ГП: останавливается наиболее нагруженный М если давление в одной из рабочих линий приблизится к давлению настройки предохранительного клапана $p_{\text{М}}^{\text{н}} = p_{\text{КП}}^{\text{макс}}$ или требуемый суммарный расход М будет больше максимального расхода насоса $Q_{\text{М}}^{\text{треб}} > Q_{\text{Н}}^{\text{макс}}$.

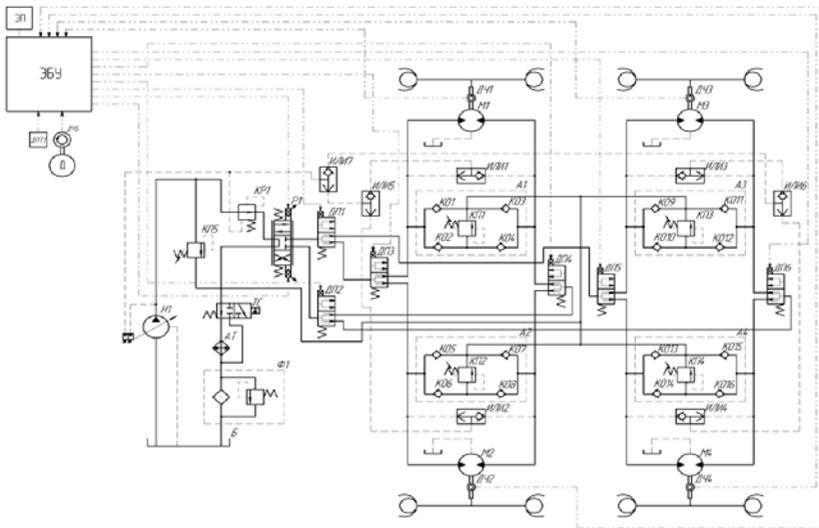


Рисунок 1 - Схема разомкнутой ГП с системой управления LS / PC, регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами

На рисунке 2 приведена схема разомкнутой ГП с системой управления NFC, регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами. Такая система обеспечивает постоянство частоты вращения валов гидромоторов М1-М4 при изменении нагрузки и автоматическое изменение подачи насоса Н1 при: изменении NFC давления (включение, выключение М1-М4); изменении давления управления подачей (изменение нагрузки на М1-М4 и энергетическую установку); изменении дифференциального давления (изменение нагрузки на М1-М4). Система NFC применяется для привода рабочего оборудования в экскаваторах 330D, 330D2L фирмы «Caterpillar». Преимущества ГП: быстродействие; относительная простота; разгрузка дизеля и насосов. Недостатки ГП: потеря давления в распределителях с открытым центром, поставленных в нейтраль; нагревание масла.

На рисунке 3 приведены варианты разомкнутой ГП с системой управления PPPC, регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами. По своим свойствам система PPPC аналогична системе LS / PC: обеспечение постоянства частоты вращения валов гидромоторов М1-М4 при изменении нагрузки; автоматическое увеличение подачи насоса Н1 при увеличении расхода через гидромоторы М1-М4. Системы PPPC имеет следующие отличия от LS/PC: компенсаторы давления КД1-КД4, выполненные в виде дросселирующих обратных клапанов,

делят подачу насоса Н1 между гидромоторами М1-М4 пропорционально положению золотников распределителей Р1-Р4. Система РРРС применяется для привода рабочего оборудования в колёсных экскаваторах М315D, М316 D, М322D, автогрейдерх серии Н фирмы «Caterpillar». Серийных аналогов в ГП привода ходового оборудования не имеет. В схеме с одним распределителем Р1 изменяется общая скорость машины. Для пропорционального изменения скорости и достижения эффекта блокируемого дифференциала, предусмотрены управляемые делители потока ДП1-ДП6. В схеме с четырьмя распределителями Р1-Р4 частота вращения каждого вала гидромотора М1-М4 изменяется отдельно, в зависимости от нагрузки (дорожных условий). Необходимость в делителях потока ДП отсутствует. Преимущества ГП: Возможность питания одним насосом нескольких М; скорость М не зависит от нагрузки пока подача насоса больше расхода М $Q_H > Q_M^{треб}$; Если подача насоса меньше; если суммарный расход М будет больше максимального расхода насоса $Q_M^{треб} > Q_H^{max}$ то расход насоса делится между всеми М пропорционально, скорости всех М уменьшаются, ни один не останавливается; возможность перевода насоса на около нулевую подачу; отсутствует чрезмерное нагревание масла и снижение КПД. Недостатки ГП: сложность схемы; плохая чувствительность управления.

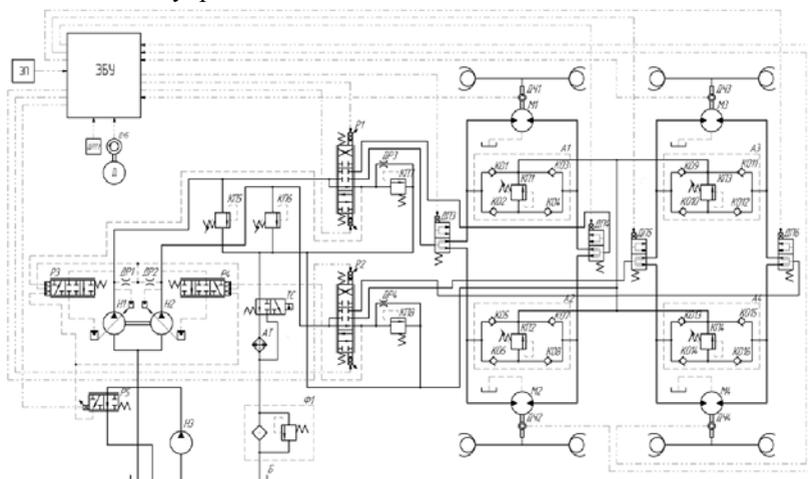
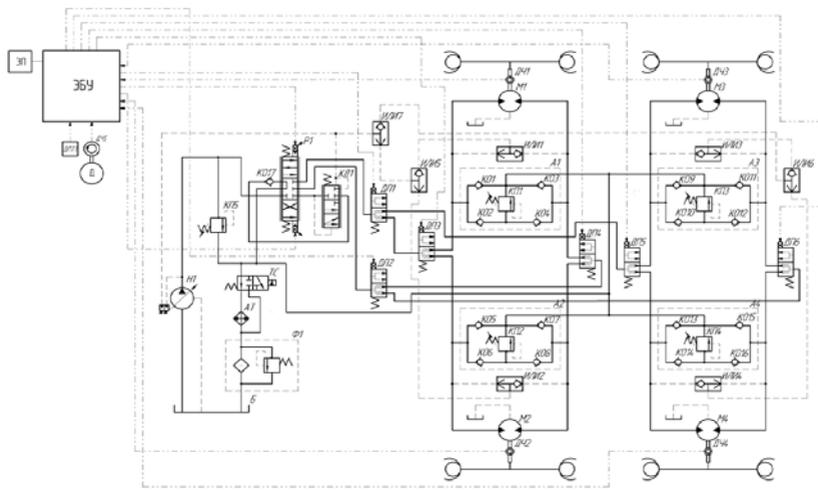


Рисунок 2 - Схема разомкнутой ГП с системой управления NFC, регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами

а



б

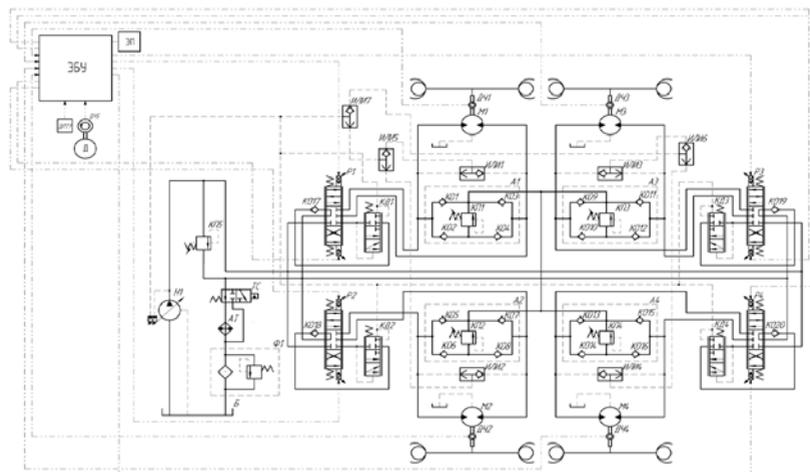


Рисунок 3 - Варианты схем разомкнутой ГП с системой управления РРРС, регулируемым насосом и нерегулируемыми гидромоторами:
а – с делителями потока; б – без делителей потока

На рисунке 4 приведена схема замкнутой ГП с электронной системой управления, регулируемыми аксиальными гидромоторами и насосом. В отличие от разомкнутых ГП, в данной схеме, масло от М1-М4 возвращается во всасывающую гидролинию насоса Н1. Изменение направления движения происходит при помощи реверса подачи насоса

Н1. Разгрузка насоса Н1 и изменение частоты вращения вала гидромоторов М1-М4 происходит при изменении рабочих объёмов насоса Н1 и гидромоторов М1-М4 при помощи электронного блока управления. Применяется схема в ГП привода ходового оборудования экскаваторов, погрузчиков, катков, бетономесителей и других машин. *Преимущества ГП:* относительная простота; компактность и небольшая масса; большой диапазон регулирования; допускается большая частота вращения вала насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. *Недостатки ГП:* большая нагрузка на масло, циркулирующие в силовом замкнутом контуре, от давления p и температуры T , что приводит к быстрому изнашиванию, ускоренному окислению и термическому разложению масла; наличие редуктора в колесе в связи с малым вращающим моментом на валу аксиального гидромотора, в следствии уменьшение КПД и усложнение конструкции мотор-колеса.

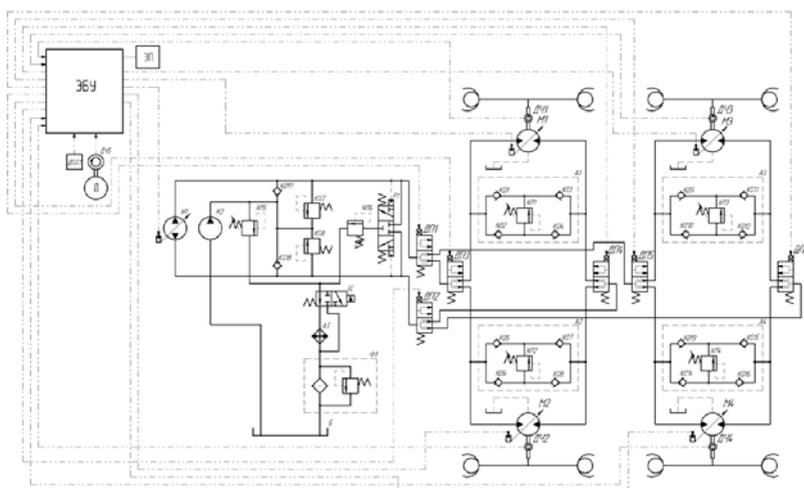


Рисунок 4 - Схема замкнутой ГП с электронной системой управления, регулируемые аксиальными гидромоторами и насосом

На рисунке 5 приведена схема замкнутой ГП с электронной системой управления, регулируемые радиальными гидромоторами и аксиальным насосом. В этой схеме движения масла аналогично схеме с замкнутой ГП и аксиально-поршневыми гидромоторами. Схема может быть применена в ГП привода ходового оборудования самосвалов, скреперов, катков и других машин. *Преимущества ГП:* преимущества

замкнутой ГП, описанные выше; большой рабочий объём и вращающий момент на валу радиального гидромотора; наличие специальных радиальных гидромоторов, созданных для мотор-колеса с фланцем для крепления колеса и встроенной тормозной системой. *Недостатки ГП:* недостатки замкнутой ГП, описанные выше; меньший диапазон регулирования по сравнению с аксиальным гидромоторам; большая масса гидромоторов.

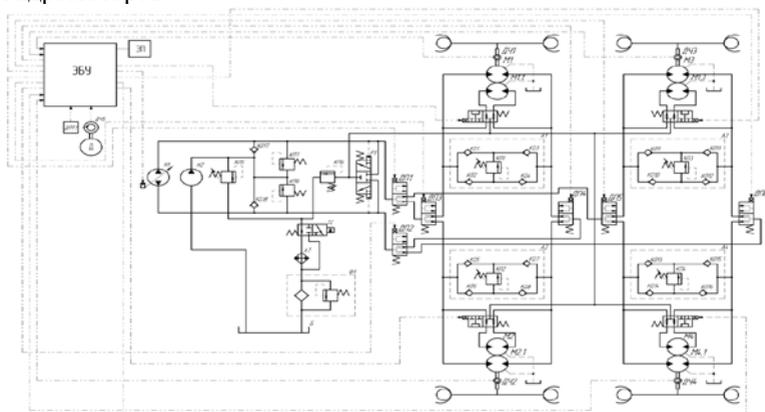


Рисунок 5 - Схема замкнутой ГП с электронной системой управления, регулируемыми радиальными гидромоторами и аксиальным насосом

Результаты анализа представлены на рисунке 6 в виде относительной оценки различных комбинированных схем ходового оборудования по принятым критериям: относительная стоимость; диапазон регулирования; возможность применение в приводе ХО.

Схема	Разомкнутая с LS/PC управлением	Разомкнутая с PPC управлением (вариант 1)	Разомкнутая с PPC управлением (вариант 2)	Разомкнутая с NFC управлением	Замкнутая с аксиальными гидромоторами	Замкнутая с радиальными гидромоторами	
1. Стоимость	40%	60%	100%	60%	40%	20%	
2. Диапазон регулирования скоростной	100%	100%	100%	100%	100%	50%	
3. Диапазон регулирования силовой	100%	100%	100%	100%	100%	50%	
4. Возможность применения в приводе ХО	20%	40%	60%	70%	70%	100%	
					3	2	1

Рисунок 6 - Таблица относительной оценки схем гидроприводов ходового оборудования

*Под стоимостью, имеется в виду, стоимость, относительно самого дорогого гидропривода, выявленного при анализе (относительная стоимость).

**В каждой из проанализированных схем возможно реализовать максимальные диапазоны регулирования.

***Под возможностью применения в приводе ХО, имеется в виду, возможность применения данных ГП в приводе ХО ПДМ с учётом всех преимуществ и недостатков.

Самым эффективной схемой является замкнутая с электронным управлением и радиально-поршневыми гидромоторами. Весьма вероятно, что данная схема самая дешёвая и больше других подходит для привода ХО ПДМ.

Окончательный, наиболее точный вывод, можно сделать только после выбора комплектующих и определения параметров каждой из схем, что требует отдельного детального проекта по каждой схеме.

Список литературы

1. Долматов, Е.Ю., Маслов, Н. А. Обоснование выбора типа привода погрузочно-доставочной машины [Текст] / Е.Ю. Долматов, Н. А. Маслов // Главный механик, 2018. - № 6, с.49-59.
2. *SERV1826. Global service learning. Technical presentation. R1700 Load haul dump. Service Training Meeting Guide (STMG). Caterpillar. 225 p. January 2005.*
3. Инструкция оператора ST 14 / Atlas Copco. 2008. 62 с.

УДК 621.878.004.15

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН Жулай В.А.¹, Тюнин В.Л.¹

1. *Воронежский государственный технический университет,
г. Воронеж*

В статье рассмотрен вопрос аналитического определения показателей топливной экономичности землеройно-транспортных машин на примере автогрейдера. Получены и проанализированы значения расхода топлива автогрейдером при выполнении технологических операций. Представлен топливный баланс ЗТМ на тяговом режиме. Построен и проанализирован топливный баланс автогрейдера при копании грунта.

Ключевые слова: землеройно-транспортные машины, автогрейдер, топливная экономичность, расход топлива, топливный баланс.

DETERMINATION OF FUEL ECONOMY CHARACTERISTICS OF EARTH-MOVING MACHINES

Zhulai V.A., Tyunin V.L.¹

1. Voronezh State Technical University, Voronezh

In the article the question of analytical determination of performance of fuel economy earth-moving machinery on the example of a motor grader. Obtained and analyzed the values of the fuel consumption by motor grader while performing technological operations. Presented the fuel balance of ZTM in traction mode. Built and analyzed in the fuel balance of the motor grader while digging the soil.

Keywords: earth-moving machinery, motor grader, fuel economy, fuel consumption, fuel balance.

Под топливной экономичностью понимают способность машины выполнять рабочий процесс с минимальным расходом топлива в час или на единицу объёма вырабатываемой продукции, что достигается оптимизацией параметров рабочего процесса. Затраты на топливо составляют значительную часть в себестоимости единицы продукции и для некоторых землеройно-транспортных машин (ЗТМ) достигают до половины себестоимости машино-смены. Вследствие чего топливная экономичность относится к одному из основных эксплуатационных свойств ЗТМ. [1].

Повышение топливной экономичности данных машин позволит снизить не только стоимость произведённой продукции и сберечь энергоресурсы, но и улучшить экологическую обстановку. Поэтому рациональное и экономичное использование расходуемого топлива ЗТМ является важной задачей.

Для решения этой задачи необходимо: во первых разработать методику аналитического определения расхода топлива при выполнении операций рабочего цикла ЗТМ, а во вторых установить аналитическую зависимость между расходом топлива и конструктивными параметрами ЗТМ.

В качестве ЗТМ рассмотрим автогрейдер, который предназначен в основном для профилировочных и планировочных работ при строительстве земляных сооружений, а так же для содержания автомобильных дорог.

Расход топлива автогрейдером при возведении участка земляного полотна автомобильной дороги за счёт грунта, вырезаемого из кювета [2]:

$$G_{TL} = G_{ТКОП} + G_{ТПЕР} + G_{ТОТД} + G_{ТРАЗ}, \text{ кг}$$

где $G_{\text{ТКОП}}$, $G_{\text{ТПЕР}}$, $G_{\text{ТОТД}}$, $G_{\text{ТРАЗ}}$ – расходы топлива соответственно при копании грунта, при перемещении грунта, при отделке земляного полотна и при разворотах автогрейдера, кг.

Расход топлива при копании грунта

$$G_{\text{ТКОП}} = G_{\text{Т1}} \cdot 2L \cdot n_{\text{К}} / v_{\text{Д1СР}}, \text{ кг};$$

при перемещении грунта

$$G_{\text{ТПЕР}} = G_{\text{Т2}} \cdot 2L \cdot n_{\text{П}} / v_{\text{Д2СР}}, \text{ кг};$$

при отделке земляного полотна

$$G_{\text{ТОТД}} = G_{\text{Т3}} \cdot 2L \cdot n_{\text{О}} / v_{\text{Д3СР}}, \text{ кг};$$

при разворотах автогрейдера

$$G_{\text{ТРАЗ}} = G_{\text{Т4}} \cdot 2t_{\text{ПОВ}}(n_{\text{К}} + n_{\text{П}} + n_{\text{О}}), \text{ кг};$$

где $G_{\text{Т1}}$, $G_{\text{Т2}}$, $G_{\text{Т3}}$, $G_{\text{Т4}}$ – часовые расходы топлива соответственно при копании грунта, при перемещении грунта, при отделке земляного полотна и при разворотах автогрейдера, км/ч; L – длина участка насыпи, км; $v_{\text{Д1СР}}$, $v_{\text{Д2СР}}$, $v_{\text{Д3СР}}$ – средние действительные скорости движения автогрейдера соответственно при копании грунта, при перемещении грунта, при отделке земляного полотна, км/ч; $n_{\text{К}}$, $n_{\text{П}}$, $n_{\text{О}}$ – число проходов соответственно при копании грунта, при перемещении грунта, при отделке земляного полотна; $t_{\text{ПОВ}}$ – продолжительность одного поворота, ч.

Часовые расходы топлива $G_{\text{Тi}}$ и действительные скорости движения $v_{\text{ДiСР}}$ при проходах можно определить по тяговой характеристики, исходя из условия, что сила тяги T_i должна быть больше или равна сопротивлениям при копании, при перемещении и при отделке грунта:

при копании грунта

$$T_i \geq W_{\text{Р}} + W_{\text{ПР}} + W_{\text{В}} + W_{\text{ВО}} + W_{\text{ТР}} + W_{\text{f}};$$

при перемещении и отделке грунта

$$T_i \geq W_{\text{ПР}} + W_{\text{В}} + W_{\text{ВО}} + W_{\text{f}};$$

при разворотах автогрейдера

$$T_i = 0.$$

где $W_{\text{Р}}$, $W_{\text{ПР}}$, $W_{\text{ТР}}$, $W_{\text{В}}$, $W_{\text{ВО}}$, W_{f} – силы соответственно, сопротивления грунта резанию, перемещению призмы волочения грунта, трения ножа о грунт, трения грунта при движении вверх и вдоль по отва-

лу, качению колёс автогрейдера;

Число проходов автогрейдера при копании грунта n_K определяется [2, 4]:

$$n_K = k_{ПК} F / 2S_{Г},$$

где $k_{ПК}$ – коэффициент перекрытия проходов автогрейдера при копании грунта; F – площадь поперечного сечения насыпи, $F = 4,0 \text{ м}^2$; $S_{Г}$ – проекция площади стружки грунта на плоскость, перпендикулярную к направлению движения автогрейдера, м^2 .

Проекция площади стружки грунта на плоскость, перпендикулярную к направлению движения автогрейдера, определяется

$$S_{Г} = k_{ИТ} \cdot T_{Нг} \cdot (W_{ПР} + W_{В} + W_{ВО}) / [k_{Г}(1 + \mu_2 \rho)] \text{ м}^2,$$

где $k_{ИТ}$ – коэффициент использования силы тяги автогрейдера, учитывающий отклонения работы автогрейдера от режима максимальной тяговой мощности, определяемого силой тяги $T_{Нг}$; $k_{Г}$ – коэффициент удельного сопротивления грунта резанию, $\text{кН}/\text{м}^2$; μ_2 – коэффициент трения грунта по стали; ρ – отношение вертикальной и горизонтальной составляющих реакции грунта на нож.

Число проходов при перемещении грунта $n_{П}$ определяется [2, 4]:

$$n_{П} = k_{ПП} l_0 / l_{П},$$

где $k_{ПП}$ – коэффициент перекрытия проходов при перемещении грунта; l_0 – среднее потребное перемещение грунта (расстояние между центрами тяжести поперечного сечения резерва и половины насыпи), м; $l_{П}$ – перемещение грунта за один проход, м.

Число проходов при отделке земляного полотна n_0 определяется [2, 4]:

$$n_0 = (0,25 \dots 0,35) n_K.$$

Так же имея значение расхода топлива $G_{ТЛ}$ можно определить средний часовой расход топлива $G_{Тч}$ и средний удельный расход топлива на 1 м^3 разработанного и перемещённого грунта $g_{У}$:

$$G_{Тч} = G_{ТЛ} / T_{Ц} \text{ кг/ч},$$

$$g_{У} = G_{ТЛ} / LF \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{м}^3),$$

где $T_{Ц}$ – продолжительность времени рабочего цикла, ч.

Для того что бы установить аналитическую зависимость между расходом топлива и конструктивными параметрами автогрейдера

необходимо рассмотреть топливный баланс автогрейдера. Топливный баланс позволит оценить точное распределение энергии двигателя, полученной при сгорании топлива, на выполнение основного технологического процесса, потери в различных механизмах машины и взаимодействие колёсного движителя с опорной поверхностью.

Уравнение топливного баланса автогрейдера можно записать следующим образом [5]:

$$G_T = G_{TP} + G_{MP} + G_{TP} + G_{TT} + G_f + G_{\delta} \pm G_h + G_j.$$

В левой части этого уравнения стоит часовой расход топлива двигателем, а в правой части составляющие расхода топлива, затраченные на полезную тяговую мощность и на все виды потерь мощности, которые определяются по формулам [5].

Исходные данные для расчёта: автогрейдер ДЗ-122; двигатель дизельный А-01МС; трансмиссия механическая; ходовое оборудование: колёсная схема 1х2х3, шины 14.00-20; поверхность грунта горизонтальная ($G_h = 0$); грунт связный плотный сухой; условия работы автогрейдера - длина участка насыпи $L = 0,5$ км, продолжительность одного поворота $t_{пов} = 0,1$ ч, коэффициент перекрытия проходов автогрейдера при копании грунта $k_{пз} = 1,5 \dots 1,7$, коэффициент использования силы тяги автогрейдера $k_{ит} = 0,8 \dots 0,9$, коэффициент перекрытия проходов при перемещении грунта $k_{пп} = 1,15$, среднее потребное перемещение грунта $l_0 = 12,5$ м, перемещение грунта за один проход $l_p = 1,9$ м, движение установившееся прямолинейное ($G_j = 0$).

Все расчётные формулы, изложенные выше были реализованы в программе, написанной в системе Mathcad, которая позволяет определить расход топлива автогрейдером при изменении любого параметра, входящего в формулы, например, на рис. 1 показано влияние вида грунта на расход топлива автогрейдером. С повышением категории грунта расход топлива автогрейдером возрастает, связано это в первую очередь с увеличением коэффициента удельного сопротивления грунта резанию.

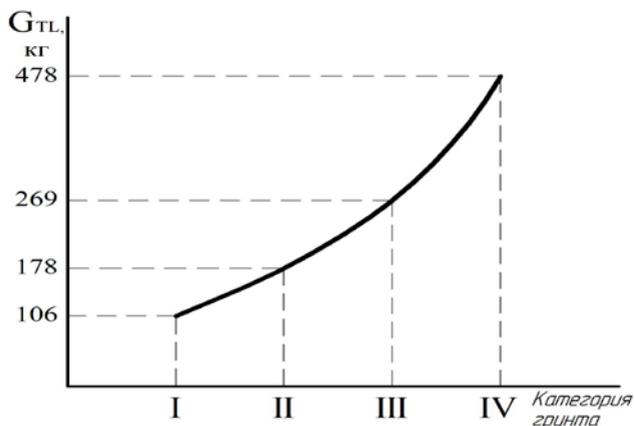


Рис. 1. Влияние категории грунта на расход топлива автогрейдером при возведении участка земляного полотна

Так же можно представить составляющие расхода топлива автогрейдером при возведении участка земляного полотна автомобильной дороги, в процентах от общего расхода топлива (рис. 2) и проанализировать.

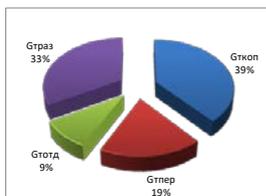


Рис. 2. Составляющие расхода топлива автогрейдера из формулы (1)

Из рис. 2 следует, что расход топлива при копании грунта $G_{ТКОП}$ составляет 39%, при перемещении грунта $G_{ТПЕР}$ - 19%, при отделке земляного полотна $G_{ТОТД}$ - 9% и при разворотах автогрейдера $G_{ТРАЗ}$ -

33%. С позиции топливной экономичности самым затратным является процесс копания грунта, так как при этом действует максимальные сопротивления. Копание грунта выполняется на режиме максимальной тяговой мощности, при котором и расход топлива увеличен, кроме того число проходов при копании и соответственно время копания тоже является максимальным. На втором месте идёт часть топлива затрачиваемое на развороты. Несмотря на то, что развороты происходят при минимальных сопротивлениях, количество проходов суммируется. Расход топлива при перемещении грунта на третьем месте, так как сопротивления при перемещении меньше чем при копании грунта, автогрейдер работает при меньшей силе тяги, расход топлива двигателем снижен. Количество проходов так же меньше. И на последнем месте расход топлива при отделке, так как сопротивления не большие и количество проходов меньше.

Так же можно определить составляющие топливного баланса и проанализировать результаты. Например, на рис. 3 представлен топливный баланс автогрейдера при копании грунта.

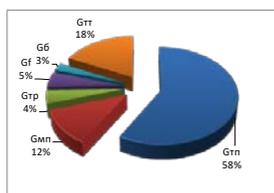


Рис. 3. Топливный баланс автогрейдера при копании грунта

Рассмотрим потери в двигателе. Количество топлива, затраченное на тепловые потери в двигателе $G_{тп}$ в процентах к расходу топлива составляет 58%, а на механические потери 12%.

Количество топлива, затраченное на потерянную мощность в трансмиссии $G_{тп}$ в составляет 4%.

Рассмотрим потери в колёсном двигателе. Количество топлива, затраченное на преодоление сопротивления качению G_f составляет 5%, на буксование колёсного двигателя $G_6 - 3\%$.

Количество топлива, затраченное на получение тяговой мощности G_{TT} составляет 18%.

Выводы.

1. На примере автогрейдера, показана методика аналитического определения расход топлива ЗТМ при выполнении технологических операций. Использование данной методики, с учётом особенностей работы других ЗТМ, позволит определить расход топлива таких машин как бульдозер, скрепер, грейдер-элеватор при выполнении технологических операций.

2. Рассмотрен пример построения топливного баланса автогрейдера ДЗ-122 с проведением анализа его составляющих при копании им грунта.

3. Проанализированы результаты расчётов расхода топлива на технологических операциях автогрейдера и составляющих топливного баланса при копании грунта.

4. Предлагается использовать топливный баланс для определения конкретных конструктивных мероприятий, направленных на снижение всех видов потерь в ЗТМ и соответственно снижения расхода топлива.

Список литературы

1. Эксплуатационные свойства и эффективность землеройно-транспортных машин / А.П. Крившин. – М.: Транспорт, 1975. – 240 с.

2. Ульянов Н.А. Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н.А. Ульянов, Э.Г. Ронинсон, В.Г. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1976. – 359 с.

3. Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин / Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.

4. Холодов А.М. Землеройно-транспортные машины / А.М. Холодов, В.В. Ничке, Л.В. Назаров. – Харьков: Вища школа, 1982. – 192 с.

5. Жулай В.А. Мощностной и топливный балансы колёсных землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, В.Л. Тюнин // Строительные и дорожные машины. – 2014. – №9. – С. 42-45.

6. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 1. / Под общ. ред. И.М. Ленина. – М.: Высшая школа, 1976. – 368 с.

7. Токарев А.А. Теоретические предпосылки расчётного анализа мощностного, силового и топливного баланса автомобиля / А.А. Токарев // Тр. НАМИ, Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. – Москва, 1989. – С. 40-45.

УДК 621.879.3:534.8

О ВЛИЯНИИ ВИБРАЦИИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ГРУНТА
СДВИГУ ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

Зеньков С.А.¹

1. ФГБОУ ВО Братский государственный университет, г.Братск

Использован приближенный метод моделирования с разделением масштабов по осям координат, что позволяет вести исследование без изменения свойств среды. Основным требованием является создание условий распространения волн колебательного процесса в модели, тождественных натуре. Рассмотрено перемещение грунта по поверхности рабочего органа землеройной машины, совершающего колебательные движения при отрицательной температуре, и составлена его математическая модель. Проанализировано влияние колебаний высокой частоты на напряжение грунта на сдвиг по поверхности рабочего органа землеройной машины в условиях отрицательных температур. Экспериментальным путем установлено, что уменьшение напряжения грунта на сдвиг по поверхности скольжения рабочего органа при действии на него колебаний высокой частоты происходит, в основном, за счет снижения сил трения и сцепления грунта по металлической поверхности.

Ключевые слова: вибрирующая поверхность, рабочий орган, сдвигающее усилие.

ON THE EFFECT OF VIBRATION ON THE GROUND
RESISTANCE TO THE SHEAR AT NEGATIVE TEMPERATURE

Zenkov S.A.¹

1. Bratsk State University, Bratsk

An approximate method of modeling with a section of scales along the coordinate axes is used, which makes it possible to conduct research without changing the properties of the medium. The main requirement is the creation of conditions for the propagation of waves in the oscillatory process in a model identical to nature. The movement of soil along the surface of the working organ of an earth-moving machine performing vibrational motion at a negative temperature is considered, and its mathematical model is compiled. The effect of high frequency oscillations on the ground stress on the shear along the surface of the working body of an earth-moving machine under conditions of negative temperatures is analyzed. It has been experimentally established that the decrease in the soil stress for shearing along the slip surface of the working element when high-frequency oscilla-

tions act on it occurs mainly due to the reduction of the frictional forces and the cohesion of the soil along the metal surface.

Keywords: a vibrating surface, a working member that shifts the force.

Введение. Разработка связных грунтов, особенно при отрицательной температуре, сопряжена с их налипанием и намерзанием на рабочий орган машины [1-19]. Одним из способов уменьшения намерзания является использование вибрации [4,6,8-11].

Методы исследования. Модель процесса сдвига пласта грунта по поверхности скольжения, излучающей высокочастотные колебания, приведенная в статье, разработана с использованием метода приближенного физического моделирования с разделением линейных масштабов по осям координат [1].

Использование приближенного метода моделирования с разделением масштабов по осям координат позволяет вести исследование без изменения свойств среды. Основным требованием является создание условий распространения волн колебательного процесса в модели, тождественных натуре.

Для описания процесса распространения колебаний ультразвукового и звукового диапазона частот воспользуемся общим уравнением распространения упругих волн в среде [1]:

$$\left(\frac{d}{dt}\right)\left[(\lambda + 2G)\frac{d^2u}{dx^2}\right] = \frac{\gamma}{gdt^3}d^3u + \frac{\gamma}{gt_2dt^2}d^2u + \frac{kd^2u}{gt_2dx^2} \quad (1)$$

где: λ , G - константы Ляме; u - перемещение; γ - объемная масса (плотность) среды; k - модуль объемного сжатия; t_2 - время релаксации (для данного процесса $t_2 = G/\eta'$); η' - вязкость среды для случая воздействия на нее высокочастотных колебаний.

Рассмотрим процесс выгрузки грунта [11]. Уравнение сдвига грунта по плоской поверхности скольжения для рассматриваемого случая составляется на основании расчетной схемы для элементарного объема с учетом действующих на него сил (рис.1).

На элементарный объем грунта действуют следующие силы: сила веса dg , сила давления прижатия dP , силы трения dF , сила давления упругой волны dP_{y3} , действующей нормально поверхности скольжения грунта и силы трения dF_{y3} , возникающей от силы dP_{y3} , силы инерции dP_{II} .

Сдвигающее усилие равно сумме проекций сил на ось X:

$$dP_c = dF + dF_{вз.} - dg \sin \alpha + dP_{и.},$$

где α - угол наклона поверхности скольжения.

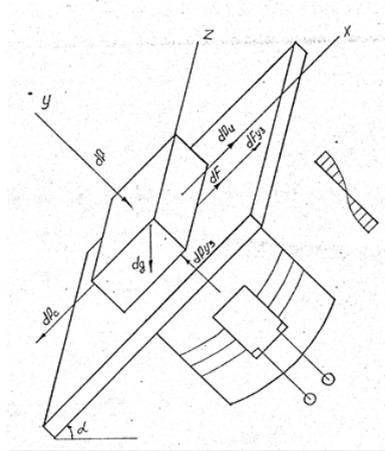


Рисунок 1 - Схема модели процесса перемещения элемента грунта по поверхности, излучающей колебания высокой частоты при отрицательной температуре

Полагаем в первом приближении, что $dF_1 \approx dF_r$.

Соппротивление сил трения элемента грунта о металлическую поверхность скольжения:

$$dF_r = \tau_n \cdot dx \cdot dz = \gamma_r \cdot tg \delta' dx dy dz,$$

где τ_n - касательное напряжение в плоскости сдвига; γ_r - объемная масса грунта; $tg \delta'$ - коэффициент трения грунта по поверхности скольжения при воздействии упругих колебаний; dx, dy, dz - линейные размеры элементарного объема.

Соппротивление от сил инерции:

$$dP_{и.} = \frac{\gamma_r}{g} \cdot dx dy dz \frac{dV_x}{dt}, \text{ ВИБРАЦИОННЫЙ СТЕНД ДЛЯ}$$

СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРАТОРОВ
НАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

где V_x - скорость сдвига грунта по поверхности скольжения.

Сопротивление сил трения от действия давления ультразвуковой волны:

$$dF_{\text{вз.}} = 2\pi f_{\text{вз.}} \cdot dA_{\text{вз.}} \cdot C \cdot \frac{\gamma_r}{g} \text{tg} \delta' \cdot dx dz.$$

Вес элементарного объема грунта:

$$dg = \gamma_r \cdot dx dy dz.$$

Принимая $\text{tg} \delta' = f_{\text{нп.}}$ (приведенный коэффициент трения с учетом адгезии и действия ультразвука при сmerzании), имеем:

$$dP_c = \gamma_r f_{\text{нп.}} \cdot dx dy dz + 2\pi f_{\text{вз.}} \cdot dA_{\text{вз.}} \cdot C \frac{\gamma_r}{g} f_{\text{нп.}} \cdot dx dz - \\ - \gamma_r \cdot dx dy dz \sin \alpha + \frac{\gamma_r}{g} dx dy dz \frac{dV_x}{dt}.$$

После соответствующих преобразований:

$$dP_c = \gamma_r dx dz \left(\begin{array}{l} f_{\text{нп.}} dy + \frac{2\pi}{g} f_{\text{вз.}} \cdot dA_{\text{вз.}} \cdot C \cdot f_{\text{нп.}} \\ - dy \sin \alpha + \frac{dV_x}{dt} \frac{dy}{g} \end{array} \right),$$

где $f_{\text{нп.}}$ определено экспериментально [9-11].

Тогда сдвигающее усилие

$$dP_c = \gamma_r dx dz \left[\frac{dx dz}{dP} (4,42 + 0,15P + 0,2W + 0,58T - \\ - 0,07t + +330,5D - 24DT + 59DT + 0,01PW - \\ - 0,01PT - 0,03WT - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0,01P^2 - 0,02W^2 - \\ - 0,01t^2) \cdot (dy + \frac{2\pi}{g} f_{\text{вз.}} \cdot dA_{\text{вз.}} \cdot C) - dy \sin \alpha + \frac{dV_x}{dt} \frac{dy}{g} \right], \quad (2)$$

где P - давление прижатия грунта; T - температура в зоне контакта; W - относительная влажность грунта; t - продолжительность контакта; D - дисперсность грунта.

Уравнение неразрывности (сплошности) движущегося пласта грунта при распространении упругой волны:

$$\frac{d\gamma_r}{dt} + \gamma_r \left(\frac{dv_x}{dx} + \frac{dv_y}{dy} \right) + v_x \frac{d\gamma_r}{dx} + v_y \frac{d\gamma_r}{dy} = 0$$

где: V_x, V_y - проекции скорости сдвига грунта.

Начальные и конечные условия имеют вид:

при $t = 0$ коэффициент сцепления $C'_w = C_w$, угол внутреннего трения $\rho' = \rho$, угол внешнего трения $\delta' = \delta$; при $t' = t$ $C'_{w_{yz}} = C_{w_{yz}}$, $\rho' = \rho_{yz}$, $\delta' = \delta_{yz}$.

Таким образом по формуле (2) можно определить сдвигающее усилие в процессе выгрузки грунта из ковша при наложении ультразвуковых колебаний.

Результаты исследования и их обсуждение. Анализ влияния высокочастотных колебаний на силы сопротивления сдвигу грунта по поверхности скольжения при отрицательной температуре показывает, что сопротивление сдвигу пласта определяется величиной давления ультразвуковых волн, действующего на грунт со стороны поверхности скольжения и, в значительной степени, зависит от акустических свойств грунта. Снижение силы сопротивления сдвигу пласта грунта по поверхности скольжения при воздействии ультразвуковых колебаний может осуществляться, главным образом, за счет уменьшения сил сцепления и трения грунта по металлу. Количественную оценку наблюдаемого эффекта определим экспериментально.

Условия приближенного физического моделирования процесса сдвига грунта по поверхности, излучающей колебания звукового и ультразвукового диапазона частот, определяются основными критериями подобия [1]. Приближенное физическое моделирование процесса сдвига грунта по поверхности, излучающей высокочастотные колебания, целесообразно проводить с разделением масштабов по осям координат. Это позволяет вести исследование без изменения свойств среды и параметров оборудования интенсифицирующего действия. Для экспериментальных исследований были использованы методы многофакторного планирования.

Эффект оценивался по величине условно-мгновенного удельного коэффициента сmerzания (УМУКС), за который принимают напряжение сдвига Y , соответствующее началу перемещения образца грунта относительно рабочей поверхности, определяемое по формуле:

$$Y = \frac{P_c}{S}$$

где: P_c - нагрузка, необходимая для сдвига металлической поверхности относительно образца грунта, Н; S - площадь рабочей части примороженного образца грунта, м². Напряжение сдвига Y определялось без внешнего воздействия ($Y_{бв}$) и при ультразвуковом воздействии ($Y_{уз}$).

Для проведения активного эксперимента выбран ротатабельный центральный композиционный план (РЦКП) для пятифакторной модели с линейным ядром плана на полуреплике 2^{5-1} и общим числом точек $N = 32$, план имеет "звездные точки" с плечом $\alpha = \pm 2$). Матрица планирования и результаты многофакторного эксперимента при ультразвуковом воздействии излучателя ПМС- 6М приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Матрица планирования и результаты многофакторного эксперимента

№ Опыта	Факторы					Функции отклика	
	D	P	W	T	t	$Y_{бв}$, кПа	$Y_{уз}$, кПа
1	-1	-1	-1	-1	-1	29,1	2,81
2	1	-1	-1	-1	1	42,28	2,96
3	-1	1	-1	-1	1	62,67	5,07
4	1	1	-1	-1	-1	40,2	5,15
5	-1	-1	1	-1	1	105,51	2,42
6	1	-1	1	-1	-1	53,92	2,84
7	-1	1	1	-1	-1	48,34	2,00
8	1	1	1	-1	1	150,63	3,99
9	-1	-1	-1	1	1	128,02	4,91
10	1	-1	-1	1	-1	68,52	3,38
11	-1	1	-1	1	-1	82,06	6,75
12	1	1	-1	1	1	212,36	5,25
13	-1	-1	1	1	-1	124,35	4,31
14	1	-1	1	1	1	275,69	4,13
15	-1	1	1	1	1	294,98	14,61
16	1	1	1	1	-1	269,36	12,75
17	-2	0	0	0	0	50,24	5,07
18	2	0	0	0	0	120,39	4,06
19	0	-2	0	0	0	69,86	0,86
20	0	2	0	0	0	164,19	6,29
21	0	0	-2	0	0	68,54	5,15
22	0	0	2	0	0	292,39	5,65
23	0	0	0	-2	0	40,12	3,88
24	0	0	0	2	0	305,11	12,97
25	0	0	0	0	-2	59,53	4,39
26	0	0	0	0	2	239,45	7,22
27	0	0	0	0	0	185,74	8,92
28	0	0	0	0	0	179,37	7,02
29	0	0	0	0	0	192,03	8,42
30	0	0	0	0	0	187,36	8,19
31	0	0	0	0	0	184,53	7,75
32	0	0	0	0	0	184,41	7,22

Параметры оборудования для создания ультразвукового воздействия (их рациональные значения) в процессе проведения эксперимента не изменялись: частота 21,8 кГц, амплитуда 0,005 мм, продолжительность воздействия 10 с, температура нагрева излучающей поверхности 25 °С.

В результате обработки экспериментальных исследований (табл.) по программе “MNKLUX” было получено уравнение регрессии, аппроксимирующее опытные данные:

- при ультразвуковом воздействии в натуральном виде:

$$\tau_{T.A.B} = 4.42 + 0.15 p_p + 0.2W + 0.58T - 0.07t + 330.5D - 24DT + 59Dt + 0.001p_p W - 0.01p_p T - 0.03WT - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0.01p_p^2 - 0.02W^2 - 0.01t^2$$

Выводы. Анализ данного уравнения на оптимум показал, что такая точка находится в отрицательной области отклика. Все факторы в исследованном диапазоне способствуют в основном увеличению прочности смерзания. В возрастающем порядке усиления адгезии они составляют ряд: D, t, W, P, T .

Усиление влияния давления при ультразвуковом воздействии можно объяснить исчезновением под действием тепловой энергии цементационных связей льда (его таянием) и переходом связанной воды в рыхлосвязанную и свободную.

Заключение. Эксперименты показали, что прочность смерзания грунта с металлической поверхностью снижается при ультразвуковом воздействии в среднем в 25 раз.

Список литературы

1. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Высшая школа, 1981. - 335 с.
2. Заднепровский Р.П. Теория трения скольжения. Волгоград: Офсет, 2005. 51с.
3. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Journal of Terramechanics 1999, no. 36, pp. 39-49.
4. Wang X L., Ito N., Kito K. Study on reducing soil adhesion to machines by vibration. In: Proceedings of the 12th International Conference of ISTVS, 7-10 October, 1996 (Yu Q; Qiu L, eds), pp 539-545. China Machine Press, Beijing, China.
5. Azadegan B., Massah J. Effect of temperature on adhesion of clay soil to steel. // Cercetări Agronomice în Moldova Vol. XLV , No. 2 (150) / 2012. P. 21-27.
6. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Снижение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи высокочастотного воздействия // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2011. Т. 2. С. 88-92.

7. Chen B., Liu D., Ning S., Cong Q. Research on the reducing adhesion and scouring of soil of lugs by using unsmoothed surface electro-osmosis method. // Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, №11(3), 1995. P. 29-33.

8. Зеньков С.А., Диппель Р.А., Булаев К.В., Батуру А.А. Планирование эксперимента по исследованию влияния параметров теплового воздействия на сопротивление сдвигу грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 52-56.

9. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137-140.

10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение параметров вибрационного оборудования к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2009. № 89-2. С. 90-94.

11. Zenkov S.A., Kobzov D.Y., Balahonov N.A. Modelling of dredging process with vibrating digging bucket under subzero temperatures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 10. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2016" 2017. С. 012100.

12. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Устранение налипания грунта на рабочие органы землеройных машин с использованием пьезокерамических излучателей // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2013. Т. 1. С. 64-72.

13. Зеньков С.А., Батуру А.А., Булаев К.В. Теоретические предпосылки повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Механики XXI века. 2006. № 5. С. 79-81.

14. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуру А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 44-49.

15. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Елохин А.В., Дэлэг Д. [Перспективы применения гибких нагревательных ленточных элементов для снижения адгезии грунта к рабочим органам ковшового типа](#) // [Механики XXI века](#). 2009. [№ 8](#), С. 164-167.

16. Зеньков С.А., Батуру А.А., Булаев К.В., Диппель Р.А. Анализ структуры рабочего органа ковшового типа с устройством внешнего интенсифицирующего воздействия для снижения адгезии грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 49-52.

17. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.

18. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и ин-

женерные науки. 2014. Т. 1. С. 189-195.

19. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С. Планирование эксперимента по применению пьезокерамических излучателей для борьбы с адгезией грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2012. № 11. С. 399-402.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭНЕРГО-СБЕРЕГАЮЩИХ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Зорин В. А.¹

1. Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», г. Москва

Аннотация: В статье приведено обоснование возможности и целесообразности применения энерго-сберегающих технологий при производстве и ремонте дорожно-строительной техники. Рассмотрены наиболее перспективные материалы, технологии и конструктивные элементы машин, для производства и ремонта которых они могут быть использованы.

Ключевые слова: энерго-сберегающие материалы, полимерные композиционные материалы, дорожно-строительные машины.

APPLICATION OF POWER-SAVING CONSTRUCTIONAL MATERIALS BY MANUFACTURE OF ROAD-CONSTRUCTION MACHINES

Vladimir A. Zorin¹

1. The Moscow State Automobile & Road Technical University (MADI)

The summary: In article the substantiation of an opportunity and expediency of application of power-saving constructional materials is resulted by manufacture of road-construction technical equipment. The most perspective materials and constructive elements of machines for which manufacturing they can be used are considered.

Keywords: power-saving materials, polymeric composite materials, road-construction machines.

Развитие строительного и дорожного машиностроения играет су-

ственную роль в экономике страны. Характерными особенностями большинства современных строительно-дорожных машин являются: высокая энергонасыщенность, большая масса, многофункциональность, высокий уровень металлоёмкости [1]. Следствием перечисленных особенностей являются значительные энергетические затраты на производство, ремонт и эксплуатацию машин. Серьёзной проблемой является также необходимость использования в машиностроении дефицитных природных ресурсов, запасы которых в значительной степени исчерпаны. Устранение перечисленных недостатков может быть достигнуто благодаря увеличению доли неметаллических материалов, применяемых при производстве и ремонте машин [3,4].

Современные полимерные композиционные материалы (ПКМ) состоят из двух и более компонентов: пластинчатой основы (матрицы) и наполнителя, обеспечивающего материалу особые физико-механические характеристики и эксплуатационные свойства. В зависимости от вида наполнителя можно создать материал с заранее заданными свойствами: высокой прочностью, твёрдостью, упругостью, износостойкостью и прочими характеристиками. Сочетание различных компонентов обеспечивает возможность получения многообразия материалов с индивидуальными, заранее заданными наборами физико-механических показателей и эксплуатационных свойств. Полимерные композиционные материалы могут существенно превосходить традиционные металлы и сплавы по своим механическим характеристикам, коррозионной и износостойкости, при одновременном снижении массы деталей[4,5,6].

Современная машина состоит из более, чем 20 тысяч различных деталей, каждая из которых в процессе работы выполняет характерные для неё функции, испытывая при этом специфические нагрузки. Для производства различных деталей требуются соответствующие материалы, обладающие заданными свойствами.

При использовании неметаллических конструкционных материалов в процессе производства деталей дорожно-строительных машин необходимо учитывать, что большинству неорганических материалов присущи такие эксплуатационные свойства, как негорючесть, высокая стойкость к нагреву, химическая стойкость, устойчивость к старению, большая твердость, хорошая сопротивляемость сжимающим нагрузкам. Широкий диапазон эксплуатационных свойств, необходимых конструкционным материалам различных деталей дорожно-строительных машин, удается обеспечить за счёт применения композиционных материалов [4].

При создании композиционных материалов используют комбина-

цию нескольких химически разнородных материалов. Эксплуатационные свойства композиционных материалов в значительной степени отличаются от свойств каждого из составляющих компонентов в отдельности. Композицию получают путем введения в основной материал (матрицу) определенного количества другого материала (наполнителя), который добавляется с целью получения специальных, заранее заданных свойств. В результате удаётся получить конструкционные материалы с заранее заданными свойствами [6,7,8].

В машиностроении применяют композиционные материалы на основе фторопласта для изготовления подшипников скольжения, втулок, манжет, уплотнительных колец, прокладок гидравлических систем, механических устройств, уплотнений поршневых и плунжерных компрессоров, рулевых тяг автомобилей, строительных и дорожных машин, шкивов, блоков, колес и роликов грузоподъемных механизмов, опор скольжения, дисков сцепления, элементов систем управления, системы нейтрализации газа, корпусов, кронштейнов, ступиц колес тележек, шестерен, звездочек и червячных колес приводов редукторов и др.

Особо следует отметить технологичность неметаллических конструкционных материалов [5]. Более низкая температура плавления, высокий уровень пластичности, хорошая обрабатываемость неметаллических материалов обеспечивают значительные преимущества в технологичности производства из них деталей строительно-дорожных машин. Кроме того, снижение шума, вибрации, динамических нагрузок, рабочей температуры в сочетании с повышением коррозионной стойкости и надёжности изделий из неметаллических материалов позволяет отказаться от ряда специальных проектно-конструкторских и технологических мероприятий, направленных на обеспечение комфорта, надёжности и безопасности машин. Применение неметаллических конструкционных материалов обеспечивает значительную экономическую эффективность машиностроительного производства. Расширение применения неметаллических материалов в машиностроении объясняется также необходимостью обеспечения современных экологических норм и требований безопасности.



Рис. 1. Основные области применения конструкционных неметаллических материалов при производстве и ремонте дорожно-строительных машин.

Возможность создания неметаллических композиционных материалов с заранее заданными физико-механическими свойствами обеспечивает оптимальные эксплуатационные свойства деталей дорожно-строительных машин и позволяет значительно повысить их надёжность, безопасность и эффективность использования. Доля конструктивных элементов дорожно-строительных машин, изготовленных из неметаллических материалов, постоянно увеличивается (см. рис.1).

Меньшая по сравнению с металлами удельная масса большинства неметаллических конструкционных материалов обеспечивает возможность значительного снижения массы машин, что, в свою очередь, ведёт к снижению энергетических и эксплуатационных затрат в течение жизненного цикла (табл.1).

Таблица 1 Сравнение показателей изготовления детали из традиционных металлических материалов и ПКМ (на примере поршня гидроцилиндра)

Показатели	Традиционный	ПКМ
Материал	Сталь 35	ПК+УВ
Масса отходов	0,51 кг;	0,009 кг;
Продолжительность операций	9,52 мин.	115,7 мин.
Время изготовления	89,48 мин.	115,7 мин.
Время заготовительных работ	240 мин.	32 мин.
Трудоемкость	345,33 мин	147,7 мин.
Масса детали	0,53 кг.	0,11 кг.

Особенности производства неметаллических конструкционных материалов обеспечивают возможности снижения энергетических затрат на изготовление и повышение ресурса деталей дорожно-строительных машин, а также позволяют сократить расходы металлических руд.

Список литературы

1. Зорин, В.А. Надёжность механических систем: учебник. - М.: ИНФРА-М, 2015. – 380 с.
2. Баурова, Н.И. Диагностирование и ремонт машин с применением полимерных материалов: монография. М.: ТехПрограмЦентр, 2008. 280 с.
3. Баурова, Н.И., Зорин, В.А. Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении: учебное пособие. М.: ИНФРА-М, 2018.300 с.

4. Зорин, В.А., Баурова, Н.И. Перспективы применения интеллектуальных материалов при диагностировании транспортно-технологических машин. ВИНИТИ, Журнал «Транспорт: наука, техника, управление» № 6, 2014.-23 с.

5. ЗленкоМ, Забеднов П. В. Аддитивные технологии в опытном литейном производстве. Литьё металлов и пластмасс с использованием синтез-моделей и синтез-форм. М.: Журнал «Металлургия машиностроения» №3, 2013 - 12 с.

6. Дементьева, Л.А. Применение композиционных материалов на основе клеевых препрегов в машиностроении//Л.А.Дементьева, Н.Ф.Лукина, А.П.Петрова, К.Е.Куцевич//Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. \U 2116\8. С.11 17.

7. Каблов, Е.Н. Стратегические направления материалов и технологий их переработки на период до 2030 года//Е.Н.Каблов//Авиационные материалы и технологии. 2012. \U 2116\S. С.7 17

8. Шарова, И.А. Эпоксидные клеи холодного отверждения для изготовления и ремонта деталей из ПКМ./И.А. Шарова, Н.Ф. Лукина, А.П. Петрова//Ремонт, восстановление, модернизация. 2014. \U 2116\3. С.30 35.

УДК 621.86

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ РАБОТ МОБИЛЬНЫМИ КРАНАМИ-МАНИПУЛЯТОРАМИ

Лагерев А.В.¹, Лагерев И.А.¹

*1. ФГБОУ ВО Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского, г. Брянск*

В статье рассматривается конструкция выносной опоры (аутригера) мобильного крана-манипулятора, позволяющая повысить его общую устойчивость при работе манипуляционной системы в неблагоприятных условиях опирания базовой машины – на слабых грунтах, наклонных поверхностях, при ограниченности размеров рабочей площадки. Выполнены расчеты методом конечных элементов, подтверждающие эффективность данной конструкции. Анкеровка аутригеров позволяет повысить величину дополнительного удерживающего момента на 10...40 % в зависимости от массы базовой машины.. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №17-79-10274).

Ключевые слова: манипуляционная система, кран-манипулятор, аутригер, анкеровка, общая устойчивость.

*IMPROVING THE SAFETY OF PERFORMING RESCUE
WORKS MOBILE CRANE-MANIPULATORS*

Lagerev A.V.¹, Lagerev I.A.¹

1. Bryansk State I.G. Petrovsky University, Bryansk

The article discusses the design of the external support (outrigger) of the mobile crane-manipulator, which allows to increase its overall stability during the operation of the manipulation system in adverse conditions of the support of the base machine – on weak soils, inclined surfaces, with limited dimensions of the work site. The finite element method calculations confirming the efficiency of this construction are performed. Anchoring of the outriggers allows to increase the magnitude of the additional holding moment for 10...40%, depending on the weight of the basic machine. This research was awarded by Russian Scientific Foundation (project №17-79-10274).

Keywords: manipulating installation, crane, outrigger, anchoring, total sustainability.

Шарнирно-сочлененные манипуляционные системы в силу своей универсальности получили широкое распространение в качестве исполнительных органов мобильных транспортно-технологических машин (кранов-манипуляторов). Одной из важнейших задач при их эксплуатации является обеспечение общей устойчивости. Общая устойчивость оснащенной манипуляционной системой мобильной транспортно-технологической машины определяется соотношением опрокидывающего момента, создаваемого весовым воздействием груза, и восстанавливающим моментом, создаваемым собственным весом машины [1,2]. Выпускаемые промышленностью манипуляционные системы имеют высокий грузовой момент [3].

Ведущие производители комплектуют мобильные транспортно-технологические машины, оснащенные манипуляторами, выносными опорами – аутригерами в виде поворотных или выдвигаемых кронштейнов с опорными винтовыми или гидравлическими домкратами [1, 4]. Большинство из них имеют гидрофицированные аутригеры, которые конструктивно совмещены с подключенными в общую гидросхему машины силовыми гидроцилиндрами [1, 5, 6]. Для одной и той же модели манипулятора могут быть предусмотрены различные варианты выносных опор. Выбор того или иного варианта определяется массой базовой машины. Например, краны-манипуляторы фирмы РМ (Италия) оснащаются следующими видами опор: 2 стандартных аутригера, 2 удлиненных аутригера, 4 аутригера (устанавливаются как возле ме-

ста установки манипулятора, так и на заднем свесе базового шасси) [7].

Аутригеры снижают нагрузки на опорные элементы мобильных транспортно-технологических машин, увеличивают опорную базу и общую устойчивость манипуляционной системы. При работе без выносных опор грузоподъемность крана-манипулятора резко снижается и составляет 40...50 % от номинальной [8]. Статистика отмечает увеличение случаев опрокидывания автомобильных кранов и кранов-манипуляторов в результате проседания почвы, а до 65% аварий связано с неправильным использованием выносных опор [9]. Нормативные документы требуют прекращения работы грузоподъемной машины при начале просадки опорной поверхности [10]. Однако для повышения безопасности работы необходимо не бороться с последствиями, а предотвращать подобные опасные ситуации.

Для мобильных кранов-манипуляторов, которые широко используются при выполнении аварийно-спасательных операций в зонах природных и техногенных катастроф, проблема их общей устойчивости также актуальна, так как непосредственно определяет уровень безопасного ведения работ личным составом спасательных формирований [11]. Проблема обеспечения требуемого запаса общей устойчивости в чрезвычайных обстоятельствах также усугубляется тем, что краны-манипуляторы зачастую приходится эксплуатировать в условиях слабых или поврежденных грунтов, на малогабаритных площадках с неровной или не горизонтальной поверхностью, при необходимости быстрого и частого перемещения.

Для повышения сцепных свойств опорных элементов базовых машин с опорной поверхностью (особенно на слабых грунтах и в стесненных условиях работы) предложен ряд технических решений, основанных на включении в конструкцию аутригера различных анкерных устройств [4]. К их числу относится конструкция выносной опоры, защищенная патентом РФ №165312 [12]. Использование такой опоры позволяет повысить общую устойчивость мобильной транспортно-технологической машины при работе в условиях действия значительных опрокидывающих и сдвигающих эксплуатационных нагрузок, особенно на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях, или уменьшить размеры опорного контура в стесненных условиях.

Общая схема установки выносной опоры на шасси базовой машины и принцип ее действия показаны на рис. 1, а.

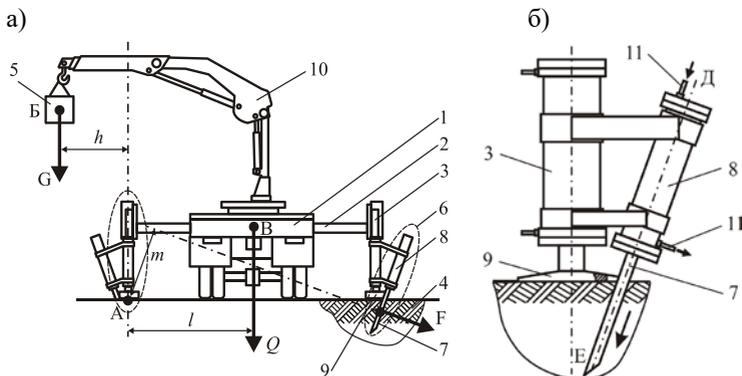


Рисунок 1 – Выносная опора с возможностью анкеровки [12]: а – установка на шасси базовой машины; б – общий вид (1 – рама мобильной транспортно-технологической машины; 2 – кронштейн; 3 – опорное устройство с гидроприводом; 4 – грунт; 5 – транспортируемый груз; 6 – анкерное устройство; 7 – рабочий элемент анкерного устройства; 8 – гидропривод рабочего элемента анкерного устройства; 9 – опорная плита; 10 – манипуляционная система; 5 – штуцеры для подвода рабочей жидкости)

Как и в стандартной конструкции, на раме 1 машины закреплен кронштейн 2, снабженный подъемно-опускным с помощью гидропривода опорным устройством 3 для передачи на грунт 4 нагрузки от машины и транспортируемого груза 5. Опорное устройство дополнено анкерным устройством 6 для восприятия действующих на машину опрокидывающих и сдвиговых эксплуатационных нагрузок (рис. 1, б). Рабочий элемент анкерного устройства выполнен в виде плоского ножа 7 с прямой продольной осью, который для установки в свое рабочее положение совершает прокалывающее поступательное движение в грунте при помощи приводного гидроцилиндра 8, причем плоскость рабочего элемента наклонна по отношению к поверхности грунта и в рабочем положении рабочий элемент находится под опорной плитой 9 [4, 12].

Принцип действия конструкции заключается в следующем (рис. 1, а). При работе мобильной машины перемещаемый груз вызывает появление опрокидывающего момента $M_{opr} = Gh$, который обуславливает снижение общей устойчивости и может привести к ее опрокидыванию относительно ребра опрокидывания – точки А. Негативное влияние опрокидывающего момента нейтрализуется действием восстанавливающего момента, который в случае использования в конструкции транспортно-технологической машины только опорных

устройств 3 составляет $M_{вос} = Ql$. Общая устойчивость мобильной машины обеспечивается, когда $M_{вос} > M_{опр}$. Соответственно, условие потери общей устойчивости имеет вид:

$$M_{опр} > M_{вос}. \quad (1)$$

Величина опрокидывающего момента пропорциональна плечу h действия сосредоточенной силы от веса груза G , приложенной в его центре тяжести – точке Б, а восстанавливающего – пропорциональна плечу l действия сосредоточенной силы от веса транспортно-технологической машины в целом Q , приложенной в ее центре тяжести – точке В. Поэтому использование выносных опор позволяет существенно уменьшить величину плеча h при одновременном равном увеличении плеча l .

При включении в конструкцию мобильной машины анкерных устройств 6 предлагаемой конструкции появляется дополнительный восстанавливающий момент $M_{вос.дон} = Fm$. В этом случае условие потери общей устойчивости для машины принимает следующий вид:

$$M_{опр} > M_{вос} + M_{вос.дон}, \quad (2)$$

т.е. для ее опрокидывания требуется больший опрокидывающий момент. Величина дополнительного восстанавливающего момента прямо пропорционально зависит от создаваемой анкерным устройством силы F , приложенной в точке Г и направленной перпендикулярно передней поверхности рабочего элемента 7, и плеча ее действия m относительно ребра опрокидывания – точки А. Ненулевое значение плеча m действия силы F имеет место в случае наклонного расположения рабочего элемента 7 в грунте 4, причем оно увеличивается с увеличением угла наклона продольной оси анкерного устройства по отношению к нормали к поверхности грунта. Величина силы F , создаваемой анкерным устройством 6, зависит от прочностных свойств грунта и условий его разрушения при вырывании рабочего элемента опрокидывающим моментом.

Схема разрушения грунта показана на рис. 2. При вырывании рабочий элемент 1 стремится перейти из рабочего положения I в положение II. При этом он своей передней поверхностью 2 воздействует на прилегающей грунт. При движении рабочего органа происходит последовательное разрушение грунта путем поочередного смещения его смежных слоев вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, ..., 8-8 (рис. 2) с образованием характерного выпучивания изначально ровной поверхности перед передней поверхностью рабочего элемента (линия ГЕ). Угол наклона

линий сдвига, приблизительно равный углу внутреннего трения в различных грунтах, и сила сопротивления сдвигу слоев грунта зависят от прочностных свойств грунта [4].

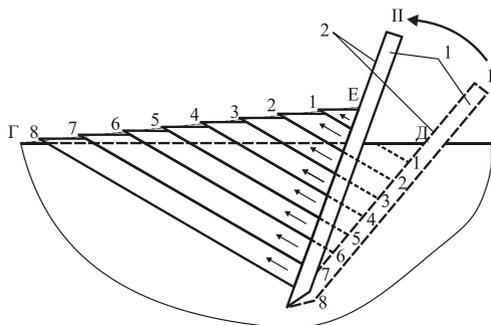


Рисунок 2 – Схема разрушения грунта при работе анкерного устройства:
1 – рабочий элемент; 2 – передняя поверхность рабочего элемента

При нахождении рабочего элемента под площадкой контакта опорного устройства с грунтом показанная на рис. 2 схема разрушения изменяется, так как расположенная на площадке контакта опорная плита препятствует свободному смещению соседних слоев грунта вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, ..., 8-8 и связанному с этим процессом выпучиванию грунта по линии ГЕ. Как результат, плоский механизм свободного разрушения грунта путем смещения его слоев только вдоль одной совокупности линий сдвига изменяется на более энергозатратный объемный механизм стесненного разрушения, так как параллельно во времени происходит также сложное пространственное смещение слоев грунта вдоль второй совокупности линий сдвига, расположенных приблизительно перпендикулярно к первой. Это обуславливает существенное повышение величины силы F , создаваемой анкерным устройством.

Таким образом, использование данной конструкции позволяет повысить безопасность выполнения аварийно-спасательных, погрузочно-разгрузочных и перегрузочных работ, выполняемых грузоподъемными машинами, вследствие повышения коэффициента запаса общей устойчивости и снижения риска их опрокидывания в процессе эксплуатации, а также повысить грузо-высотные характеристики кранов-манипуляторов, т.е. перемещать грузы большего веса в пределах большей по размерам рабочей зоны [4].

Для оценки эффективности использования анкерного устройства предлагаемой конструкции были проведены нелинейные конечно-

элементные расчеты системы «мобильная машина – выносная опора – анкер – грунт». Расчетная схема для угла наклона анкерного устройства 45° к горизонту показана на рис. 3.



Рисунок 3 – Расчетная модель системы «мобильная машина – выносная опора – анкер – грунт»

Расчет выполнен для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117. Масса базовой машины – 24 т, масса манипулятора 2,26 т, грузовой момент манипулятора 97 кН·м, максимальный вылет 7,3 м, ширина базы выносных опор 3,85 м (1,925 м на одну опору), расстояние от плоскости установки манипулятора до опорной поверхности 1,5 м.

Влияние манипуляционной системы учитывалось с помощью приложенного к центру тяжести системы опрокидывающего момента 97 кН·м. Нижняя плоскость объема грунта закреплена по всем направлениям. В центре тяжести модели вертикально вниз приложен вес базовой машины и манипулятора 257,6 кН. Выполнены расчеты для угла наклона анкерного устройства в 30° , 45° и 60° к горизонту.

Упруго-пластические характеристики опорной поверхности в зоне аутригера с анкерным устройством задаются с помощью модели упрочняющегося грунта. Параметры модели грунта для использования в расчетных моделях анкерного устройства приведены в [13], изменением жесткости по глубине можно пренебречь [14].

Результаты расчета суммарных перемещений в системе с глинистым основанием для угла наклона анкерного устройства в 30° к горизонту показаны на рис. 4. Видно, что опоры углубляются в грунт. При этом опора, на которую приходится основное воздействие манипуляционной системы, углубляется в 2 раза больше.

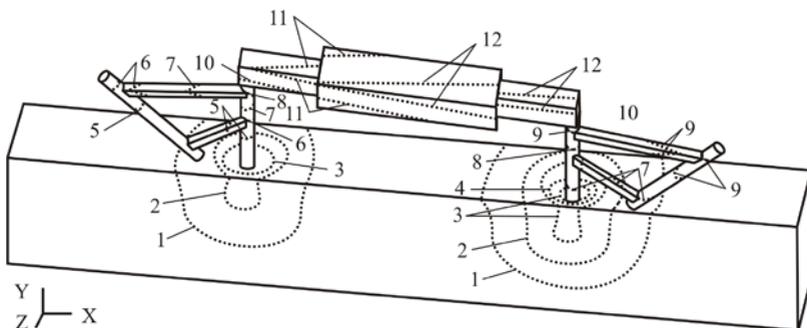


Рисунок 4 – Линии равных суммарных перемещений (анкерное устройство под 45° к горизонту, глинистое основание): 1 – 1,2 мм; 2 – 2,4 мм; 3 – 3,6 мм; 4 – 6,1 мм; 5 – 8,5 мм; 6 – 9,7 мм; 7 – 10,9 мм; 8 – 12,1 мм; 9 – 13,3 мм; 10 – 14,6 мм; 11 – 15,8 мм; 12 – 17,0 мм

Результаты расчета различных вариантов сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчета анкерного устройства

Тип основания	Глинистое основание			Песчаное основание		
	30°	45°	60°	30°	45°	60°
Угол наклона анкерного устройства	30°	45°	60°	30°	45°	60°
Давление в рабочей зоне, МПа	3,0	2,0	0,5	2,5	1,6	0,3
Сила F , кН	170,4	113,6	28,4	142,0	90,88	17,04
$M_{вос.дон}$, кН·м	255,6	170,4	42,6	213,0	136,32	25,56

Величина дополнительной удерживающей силы, создаваемой анкерным устройством, зависит от угла его ориентации по отношению к опорной поверхности. Расчеты показали, что анкерное устройство следует размещать под углом 30...45° к горизонту. Для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КаМАЗ-65117 восстанавливающий момент увеличится на 12 % (с 1983,5 кН·м до 2239,1 кН·м). Следует отметить, что исследуемый манипулятор может устанавливаться на шасси с более низкой собственной массой, чем КаМАЗ-65117. В этом случае анкерное устройство вносит более существенный вклад в обеспечение общей устойчивости (увеличение восстанавливающего момента составляет 30...40 %).

Список литературы

1. Бандурин Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России // Проблемы современной экономики. – 2015. – №26. – С. 138-142.
1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высш. шк., 2000. – 552 с.
2. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 824 с.
3. Лагерев И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №3. С. 16-49.
4. Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
5. Галдин Н.С., Семенова И.А. Гидравлические схемы мобильных машин. – Омск: СибАДИ, 2013. – 203 с.
6. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов. – Брянск: Изд-во БГУ, 2012. – 196 с.
7. Компания РМ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.pmgroupr.eu/web/pmgroupr/home> (дата обращения 11.02.2018).
8. Белецкий Б.Ф. Технология и механизация строительного производства. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2004. – 752 с.
9. Компания «СД Групп». Журнал «СтройПромЭксперт» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://sdexpert.ru/stats/1015> (дата обращения 11.02.2018).
10. Шишков Н.А. Пособие для крановщиков (машинистов) по безопасной эксплуатации стреловых кранов. – М.: ПИО ОБТ, 2002. – 51 с.
11. Иванов А.Г. Спасательная техника и базовые машины [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://zinref.ru/000_uchebniki/05300_tehnika_bezопасnosti/000_00_spasatelnaia_tehnika_ivanov_lekcii_2013/001.htm (дата обращения 11.02.2018).
12. Пат. 165312 Рос. Федерация: МПК7 В66С23/64. Выносная опора подъемно-транспортной машины / Лагерев И.А., Ковальский В.Ф., Толкачев Е.Н., Шатунова Е.А., Лагерев А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2016116467; заявл. 26.04.16; опубл. 10.10.2016, Бюл. №28.
13. Далматов Б.И. Механика грунтов, основания и фундаменты. – Л.: Стройиздат, 1988. – 415 с.
14. Голубев А.И. Выбор модели грунта и её параметров в расчетах геотехнических объектов [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.noipifor.ru/publications/10063 (дата обращения 11.02.2018).

УДК 621.926.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СМЕШЕНИЯ В ПОМОЛЬНО-
СМЕСИТЕЛЬНОМ УСТРОЙСТВЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
СОВРЕМЕННЫХ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Лымарь И.А., Орехова Т.Н., Лозовая С.Ю.¹

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г.Шухова, г. Белгород*

При проведении экспериментальных исследований были определены основные факторы и диапазоны их варьирования, а именно время смешения, соотношение компонентов смеси и частота вращения ротора. Функция отклика - коэффициент неоднородности смеси. Получено уравнение регрессии в кодированном и декодированном видах, а также были построены графики зависимости функции отклика (коэффициента неоднородности) от основных факторов.

Ключевые слова: помольно-смесительное устройство, коэффициент неоднородности, функция отклика.

INVESTIGATION OF THE MIXTURE PROCESS IN A GRINDING-
MIXING DEVICE WITH THE USE OF MODERN COMPUTER
TECHNOLOGIES

Lymar I.A., Orekhova T.N., Lozova S.Y.¹

*1. Belgorod State Technological University named after VG Shukhov,
Belgorod*

During the experimental studies have defined the main factors and their variation ranges, namely the mixing time, mixing ratio and rotor speed. The response function is the inhomogeneity coefficient of the mixture. The regression equation in the coded and decoded forms was obtained, and graphs of the dependence of the response function (the inhomogeneity coefficient) on the main factors were constructed.

Keywords: the grinding-mixing device, inhomogeneity coefficient, response function.

В настоящее время производство сухих строительных смесей в нашей стране является одним из наиболее интенсивно развивающихся направлений строительной индустрии. Основными процессами технологической цепочки производства сухих строительных смесей, оказывающих существенное влияние на их эксплуатационные характеристики, является: подготовка сырьевых компонентов, их дозирование и смешивание, распределение малых химических добавок и премиксов в

основной массе продукта.

Разработано помольно-смесительное устройство периодического действия, смешение материалов в котором осуществляется в цилиндрической емкости 3 ротором, состоящим из Г-образных лопастей 6 разной длины, закрепленных по окружности с эксцентриситетом относительно оси вращения (рис. 1) [1].

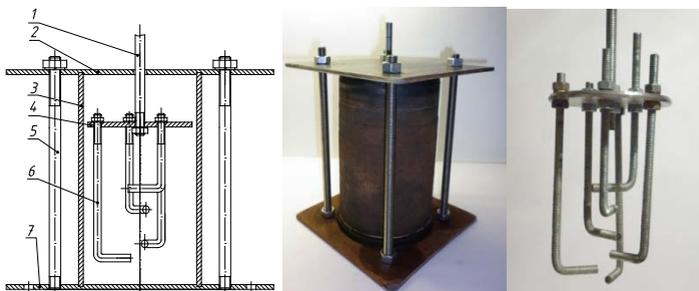


Рисунок 1 - Экспериментальное оборудование: 1 – приводной вал; 2 – верхняя крышка; 3 – корпус; 4- диск; 5 – шпилька; 6 – лопасти; 7 – нижняя крышка

Для определения зависимости коэффициента неоднородности K_n смеси от основных факторов была проведена серия опытов, в результате которых получено уравнение регрессии, выражающее зависимость коэффициента неоднородности K_n от времени смешения t , соотношения компонентов смеси v и частоты вращения ротора n . В кодированном виде:

$$K_n = 10,56 - 5,66X_1 - 12,75X_2 - 5,45X_3 + 2,93X_1X_2 + 1,08X_1X_3 - 0,78X_2X_3 + 0,44X_1^2 + 9,13X_2^2 + 5,15X_3^2.$$

$$\text{где } x_1 = \frac{t - 600}{180}; x_2 = \frac{v - 25}{9}; x_3 = \frac{n - 300}{100}.$$

С использованием аналитического пакета Maple 13 производим декодирование уравнения регрессии [2]:

```
> restart;
> x3:=(n-300)/100; x2:=(k-25)/9; x1:=(t-600)/180;
> kn:=10.56-5.66*x1-12.75*x2-5.45*x3+2.93*x1*x2+1.08*x1*x3-
0.78*x2*x3+0.44*x1^2+9.13*x2^2+5.15*x3^2;
> expand(kn);
```

Получим:

$$K_n = 234,3 - 0,11t - 7,9v - 0,38n + 0,0018tv - 0,00006tm - \\ - 0,00087vm + 0,000014t^2 + 0,1127v^2 + 0,00052n^2.$$

Для определения наиболее характерных графических структур визуализируем уравнение регрессии до декодирования в виде анимированных графиков (рис. 2). Опция frames=100 показывает, что можно отследить 100 графических структур.

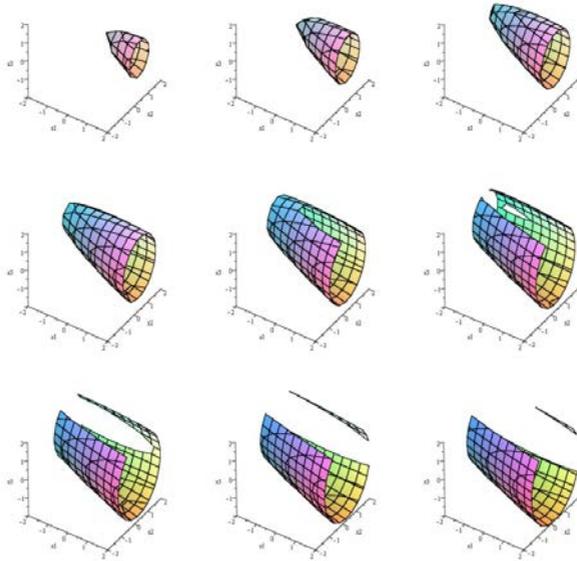


Рисунок 2 - Графики структуры в интервале $K_n = 4-28$ % с шагом 3%

```
> with(plots):
animate(implicitplot3d,[(10.56-kn)-5.66*x1-12.75*x2-5.45*x3+
2.93*x1*x2+1.08*x1*x3-0.78*x2*x3+0.44*x1^2+9.13*x2^2+5.15*x3^2,
x1=-2..2, x2=-2..2, x3=-2..2],kn=4..70, scaling=CONSTRAINED, axes=FRAMED, orientation=[-56,49], frames=100);
```

Для дальнейшей работы строим наиболее характерные изменения коэффициента неоднородности от основных факторов $K_n = 5, 15, 25$ % (рис.3).

```
> implicitplot3d({(10.56-5)-5.66*x1-12.75*x2-5.45*x3+2.93*x1*x2+
1.08*x1*x3-0.78*x2*x3+0.44*x1^2+9.13*x2^2+5.15*x3^2, (10.56-15)-
5.66*x1-12.75*x2-5.45*x3+2.93*x1*x2+1.08*x1*x3-0.78*x2*x3+
0.44*x1^2+9.13*x2^2 +5.15*x3^2, (10.56-25)-5.66*x1-12.75*x2-5.45*x3+
2.93*x1*x2+1.08*x1*x3-0.78*x2*x3+0.44*x1^2+9.13*x2^2+5.15*x3^2},
```

$x1=-2..2$, $x2=-2..2$, $x3=-2..2$, $scaling=CONSTRAINED$, $orientation=[-56,49]$, $axes=boxed$);

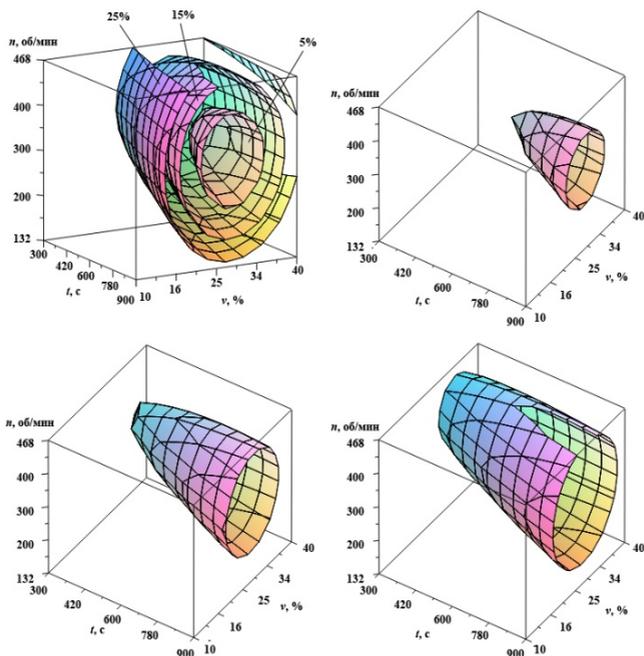


Рисунок 3 - Графическое изображение зависимости $K_n(t, v, n)$ при $K_n = 5, 15, 25\%$

А для анализа интересующих нас технологических параметров строим графическую структуру для коэффициента неоднородности смеси $K_n = 5\%$. Полученное изображение ориентируем по различным осям для дальнейшего анализа и интерпретации данных (рис. 4):

> `implicitplot3d((10.56-5)-5.66*x1-12.75*x2-5.45*x3+2.93*x1*x2+1.08*x1*x3-0.78*x2*x3+0.44*x1^2+9.13*x2^2+5.15*x3^2), x1=-2..2, x2=-2..2, x3=-2..2, scaling=CONSTRAINED, orientation=[-56,49], axes=boxed);`

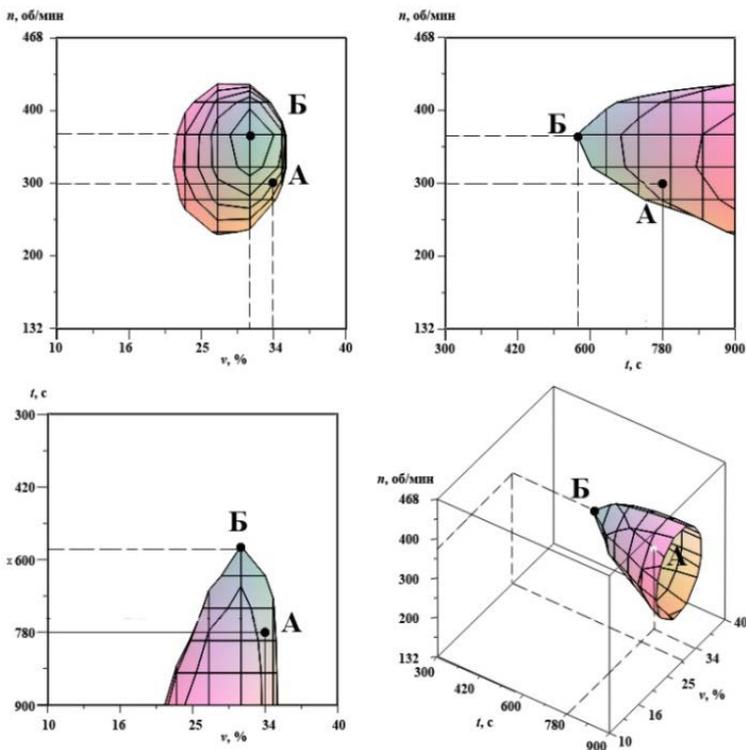


Рисунок 4 - Графическое изображение зависимости $K_n(t, v, n)$ при $K_n = 5\%$

Для построения 2х мерных структур (рис. 5) при 3х и более факторных экспериментах в формулу уравнения регрессии помещаем численное значение переменной. А технология построения указывалась выше, в данном случае они не наглядны и не отражают всей картины влияния технологических параметров на процесс смешения.

Любая точка на поверхности (рис. 3 и 4) указывает технологические параметры, при которых можно получить соответствующий коэффициент неоднородности смеси. Например, Точка А (рис. 4, 5) показывает, что коэффициент неоднородности готовой смеси $K_n = 5\%$ можно получить при следующих технологических параметрах: времени смешения $t = 780$ с, соотношении компонентов смеси $v = 34\%$ и частоте вращения ротора $n = 300$ об/мин.

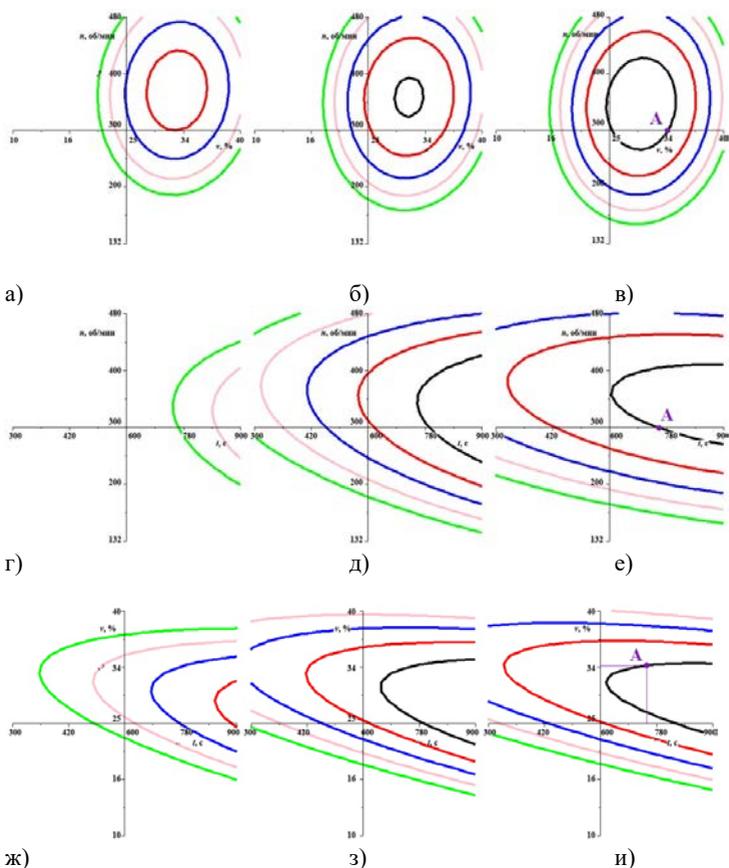


Рисунок 5 - Графики зависимости $K_n(t, v, n)$: черный – $K_n = 5$ мкм; красный – $K_n = 10$ мкм; синий – $K_n = 15$ мкм; розовый – $K_n = 20$ мкм; зеленый – $K_n = 25$ мкм; а – $t = 420$ с; б – $t = 600$ с; в – $t = 780$ с; г – $v = 16$ %; д – $v = 25$ %; е – $v = 34$ %; ж – $n = 200$ об/мин; з – $n = 300$ об/мин; и – $n = 400$ об/мин

Из рис. 4 следует, что смесь с наилучшими показателями качества можно получить при времени смешения от 600 с (10 мин), при этом желаемое соотношение компонентов смеси лежит в пределах от 80/20 до 64/36 и частоте вращения от 250 до 420 об/мин. При увеличении времени смешения, для получения данной неоднородности смеси возможно уменьшение частоты вращения ротора до 250 об/мин при $v = 26$ %

Использование математического пакета Maple 13 позволило декодировать уравнение регрессии, а также построить трех мерные гра-

фики зависимости коэффициента неоднородности от основных технологических параметров на которых гораздо легче выбрать наилучший режим работы смесителя по сравнению с двухмерным изображением этой же зависимости. Таким образом, наилучшим режимом с точки зрения снижения энергоемкости является режим при следующих технологических параметрах (точка Б, рис. 4): $t = 580$ с, $v = 32$ %, $n = 370$ об/мин.

Список литературы:

1. Лозовая С.Ю. Помольно-смесительное устройство периодического действия // Патент на полезную модель RU № 104871 U1, заявка № 2010154632 от 30.12.2010, зарегистрировано 27.05.2011., Лозовая С.Ю., Лымарь И.А., Владимиров В.В.
2. Лозовая С.Ю. Моделирование силовых характеристик помольно-смесительного устройства с цилиндрической камерой // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2011614029, заявка №2011612380 от 7.04.2011, зарегистрировано 24.05.2011 / Лозовая С.Ю., Лымарь И.А., Рядинская Л.В.
3. Romanovich A.A., Bogdanov V.S., Romanovich L.G., Romanischin D.V. Determination of power mill spent on the creation of the longitudinal motion of the grinding load / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 155-160.
4. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory / Journal of Engineering and Applied Science. 2014. Т. 9. № 11. С. 2367.
5. Romanovich A.A., Annenko D.M., Romanovich M.A., Apukhtina I.V. Enhancing wear resistance of working bodies of grinder through lining crushed material / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 032007.

УДК 621.01

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ПРИ РЕМОНТЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫМИ СОСТАВАМИ

Любимый Н.С.¹, Четвериков Б.С.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Условие надежности машин используемых в строительстве неизменно отражается на себестоимости строительно-монтажных работ производимых ими. Вопросы оперативного ремонта корпусных деталей при сохранении ими своих

эксплуатационных характеристик и способности выполнять заданные конструкторской документацией требования все чаще встают перед службами эксплуатации и ремонта предприятий. Использование металлополимеров для целей ремонта, в ряде случаев, решает эту проблему при корректном назначении режимов отверждения композиции.

Ключевые слова: корпусная деталь, ремонт, металлополимер, вакуумирование.

TECHNOLOGICAL MODES FOR REPAIRING CASE PARTS OF MACHINES AND EQUIPMENT WITH METAL-POLYMERIC COMPOSITIONS

Lubimyi N.S.¹, Chetverikov B.S.¹

*1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov,
Belgorod*

The condition of reliability of machines used in construction is invariably reflected in the cost of construction and installation work produced by them. The issues of operative repair of hull parts while maintaining their performance characteristics and the ability to fulfill the specifications specified by the design documentation are increasingly faced before the operation and repair of enterprises. The use of metal polymers for repair, in some cases, solves this problem with the correct designation of curing modes of the composition.

Keywords: hull part, repair, metal polymer, vacuuming.

Зачастую машины, узлы и агрегаты применяемые в различных отраслях промышленности эксплуатируются в сложных производственных, эксплуатационных, климатических условиях. Воздействие случайных механических воздействий возникающих в процессе эксплуатации и выполнения технологического процесса приводит к преждевременно износу и порче отдельных деталей до наступления расчетного предельного состояния машины или механизма [1]. К таким повреждениям может быть отнесен скол в корпусной детали редуктора вследствие ударного воздействия, вмятина на рабочей поверхности фланца, износ футеровки [2] и др. Обычно, при общей целостности машины отдельные детали там, где это экономически целесообразно, ремонтируют. Ремонт осуществляется либо наплавкой с дальнейшей механической обработкой, либо с использованием ремонтных реактопластичных полимерных материалов и дальнейшей механической обработкой.

Свойства металлополимерных составов зависят как от эпоксидно-диеновой матрицы, так и от состава и дисперсии наполнителя. Зачастую, требуется обеспечить не только прочностные свойства ремонтируемой детали, но также, деталь должна обладать требуемой теплоустойчивостью и теплопроводностью. Например, требуется обеспечить устойчивость к температурам охлаждающей жидкости, температуре масла в редукторе и др. Анализ металлополимеров применяемых в промышленности для ремонта позволил выделить следующие марки обладающие высокой теплостойкостью до 160-220 °С, таблица 1.

Таблица 1 – Свойства металлополимерных материалов

Марка металлополимера	<i>Weidling C</i>	<i>Devcon Aluminum Putty (F)</i>	<i>Loctite Hysol 3479</i>	<i>LEO</i> Алюминий - желтый
Основа	Эпоксидная смола, наполненная алюминием	Эпоксидная мастика, наполненная алюминием	Эпоксидный клей, наполненный алюминием	Эпоксидная мастика, наполненная алюминием
Прочность, МПа на сжатие на разрыв на изгиб	140 25 77	58,1 Данных нет Данных нет	90 60 Данных нет	160 Данных нет 69
Модуль Юнга, МПа	5800-6000	Данных нет	6000	Данных нет
Твёрдость по Шору	90	85	85	30,6
Температуростойкость до	+220°С	+120°С	+190°С	+170°С
Объемная усадка	0,01%	0,01%	Данных нет	0,01%

Механическую обработку металлонаполненных полимеров рекомендуется производить не ранее чем через 4 ч после начала отверждения. Однако некоторые производители металлонаполненных составов допускают производить механическую обработку уже после 2 ч отверждения.

Нужно понимать, что время отверждения существенно влияет на физико-механические свойства металлополимера и, как следствие, на выбор режимов механической обработки. Так, например, обработку точением лучше производить, не дожидаясь приобретения металлополимером паспортных свойств [3]. Материал в этом случае имеет

меньшую твердость и легче обрабатывается точением. При этом сила резания значительно меньше, следовательно, требуется меньше энергетических затрат, а также уменьшается износ режущего инструмента. При финишной обработке шлифованием ситуация обратная точению, так как шлифование лучше производить после полного отверждения металлополимера. Мягкий металлополимер будет засаливать абразивный инструмент при шлифовании, что повлияет на качество обработки.

Наиболее актуально использовать металлополимерные материалы для ремонта корпусных деталей изготовленных из чугунов различных марок, для сварки и наплавки которых требуется специальное оборудование и квалифицированные специалисты. Схема оперативного ремонта корпусной детали в производственных условиях с использованием металлополимера показана на рисунке 1.

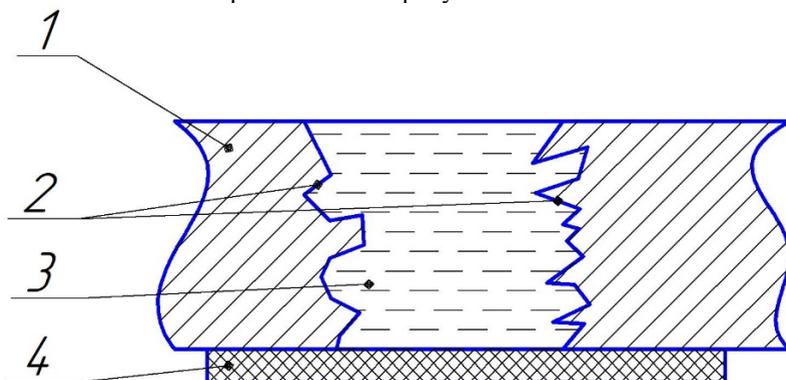


Рисунок 1 – Схема ремонта корпусной детали металлополимерным составом. 1 – ремонтируемая деталь; 2 – ремонтируемая поверхность; 3 – металлополимер (изображен в жидком состоянии); 4 – технологическая накладка.

Рекомендации по ремонту поверхностей деталей изложены в сопроводительной документации. Технологическая накладка 4, рисунок 1, служит для замыкания контура ремонтируемой поверхности жидким металлополимером.

Основную сложность в процессе ремонта вызывает образование на ремонтируемой поверхности газовых раковин (рисунок 2) и пористости самого металлополимера после отверждения, так как в процессе смешения компонентов металлополимер насыщается газообразными включениями.

Процесс формообразования металлополимерной части ремонтируемой детали в соответствии с [4] характеризуется как литьё – изго-

товление заготовки или изделия из жидкого материала заполнением им полости заданных форм и размеров с последующим затвердеванием. Характерным дефектом поверхностного слоя при получении отливок при атмосферном давлении является газовая шероховатость - дефект в виде сферообразных углублений на поверхности отливки, возникающий вследствие роста газовых раковин на поверхности раздела материал-форма [5] (рисунок 2). В качестве формы в данном случае выступает поверхность ремонтируемого объекта.

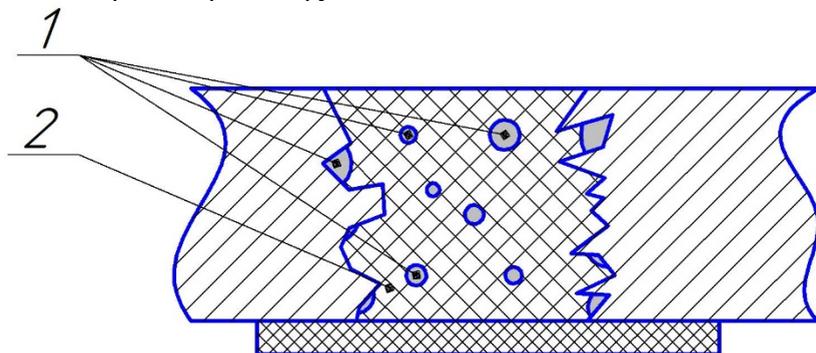


Рисунок 2 – Газовая шероховатость металлополимера после отверждения. 1 – газовые поры и раковины; 2 – отвержденный металлополимер.

Авторы сделали предположение, что отверждение металлополимера при ремонте необходимо производить в вакууме. Для этого необходимо установить предельное значение величины вакуума при котором будет достигнута требуемая газовая шероховатость, газовая пористость и как следствие теплопроводность и требуемые механические свойства ремонтируемой части выполненной из металлополимера.

Для оценки влияния величины вакуума на качество поверхностного слоя отвержденной металлополимерной композиции и его газовую пористость были проведены исследования образцов отвержденных при различном значении применяемого вакуума. Контрольный образец застывал при атмосферном давлении (101325 Па), а остальные были помещены в вакуумную камеру и их отверждение осуществлялось при различном давлении в диапазоне от 1 бар до 1000 мкбар [65].

На рисунке 3 показан вакуумметр используемой в исследовании вакуумкамеры, значение вакуума 500 мбар.



Рисунок 3 – Показания вакуумметра при отверждении металлополимера.

Оценка газовой шероховатости производилась визуальным путем по количеству дефектов поверхности на 1 см^2 , а оценка газовой пористости – дефект в виде мелких пор, образовавшихся в отливке в результате выделения газов из металла при его затвердевании⁵, производится по методике изложенной в [76] приложение Б (Бальная система). Суть оценки состоит в исследовании макрошлифов темплетов (плоских образцов) и сравнении их со шкалой пористости разработанной ВИАМ. Исследование макрошлифов металлополимерных темплетов осуществлялось в лаборатории ЗАО «Энергомаш Белгород БЗЭМ», на рисунке 4 показаны металлополимерные темплеты отвержденные при атмосферном давлении и при величине вакуума 500 мбар.

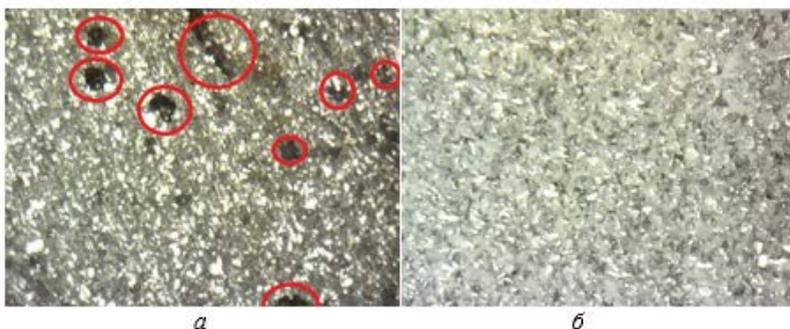


Рисунок 4 – Макрошлифы металлополимерных темплетов: *а* – отверждение при давлении 101325 Па; *б* – отверждение при давлении 500 мбар.

На основании данных по изучению газовой шероховатости и по-

ристости металлополимерных темплетов изготовленных из отливок полученных при различных значения вакуума была составлена зависимость (рисунок 5) отражающая влияние величины применяемого при отверждении металлополимера вакуума на газовую пористость и газовую шероховатость отливки.

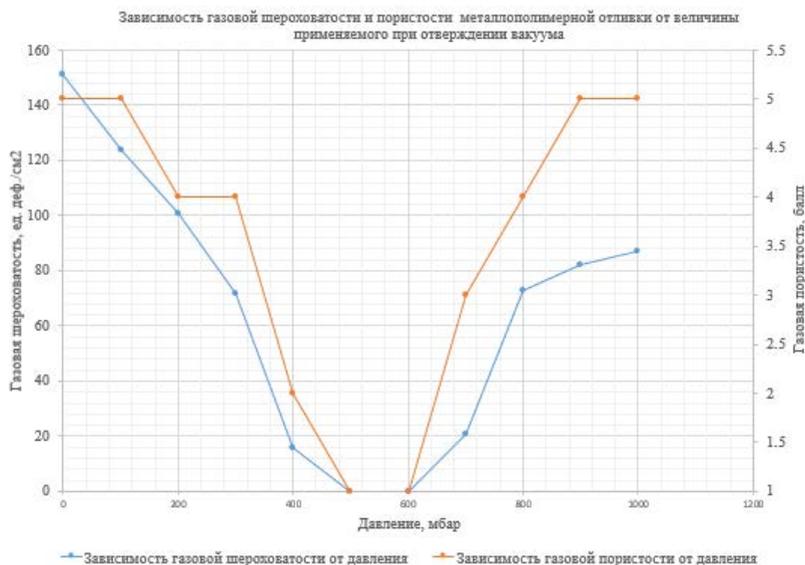


Рисунок 5 – Зависимость газовой шероховатости и пористости металлополимерной отливки от величины применяемого при отверждении вакуума

Анализ графика рисунок 5 показывает, что предельное значение величины вакуума при отверждении металлополимерной композиции по критерию отсутствия газовой шероховатости и соответствии газовой пористости 1 баллу составляет 600 мбар. При снижении давления до 500 мбар, также наблюдается отсутствие газовой шероховатости и пористости, однако достижение более высокого вакуума требует больших энергетических затрат и снижает эффективность технологической операции. При увеличении глубины вакуума выше значения 500 мбар, наблюдается увеличение газовой пористости и газовой шероховатости, такой эффект объясняется закипанием металлополимера при достижении более высокого вакуума.

Проведенная авторами аналитическая и экспериментальная работа позволяет назначить такие технологические режимы при ремонте корпусных деталей машин, которые бы обеспечили отсутствие газовой шероховатости и пористости в ремонтируемой части объекта. Исполь-

зую полученные авторами данные можно провести качественный оперативный ремонт в условиях производства и обеспечить минимальный простой технологического оборудования, тем самым снизить экономические потери от отказа механизма.

Список литературы

1. Vybornova V., Vybornova S., Romanovich L., Romanovich M. The cost reduction - the main condition for sustainable development of industrial enterprises / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 12. № 4. С. 261.
2. Romanovich A.A., Annenko D.M., Romanovich M.A., Apukhtina I.V. Enhancing wear resistance of working bodies of grinder through lining crushed material / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 032007.
3. Кербер, М.Л. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: учебное пособие / М.Л. Кербер, В.М. Виноградов, Г.С. Головкин. – СПб.: Профессия, 2008 – 560 с.
4. ГОСТ 3.1109-82. Единая система технологической документации. Термины и определения основных понятий. – М.: Стандартинформ, 2012. – 15с.
5. ГОСТ 19200-80. Отливки из чугуна и стали. Термины и определения дефектов. - М.: Изд-во стандартов, 2004. – 12 с.
6. ГОСТ 5197-85. Вакуумная техника. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 38 с.
7. ГОСТ 1583-93. Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 2000. – 50 с.

УДК 621.867.135

К ВОПРОСУ О ВНЕДРЕНИИ ТРАНСПОРТИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПАРКОВОЧНОГО МЕХАНИЗМА

Малов М.С.¹, Кожевников С.О.¹

1. ФГБОУ ВО Ивановский государственный политехнический университет, г. Иваново

В работе приведена методика обоснования геометрических параметров транспортирующего устройства для перемещения автомобилей для двухуровневой стоянки. Приведены основные положения для определения мощности, затрачиваемой на перемещения автомобиля в зависимости от его геометрических параметров, массы и скорости передвижения настила транспортёра.

Ключевые слова: стоянка; автомобиль; транспортёр; потребляемая мощность.

TO THE QUESTION OF IMPLEMENTATION OF THE TRANSPORT DEVICE FOR PARKING MECHANISM

Malov M.S.¹, Kozhevnikov S.O.¹

1. Ivanovo state polytechnic university, Ivanovo

This paper presents a methodology for the substantiation of geometrical parameters of the Transporter to move cars for the two-level Parking lot. The basic provisions to determine the power it takes to move the car depending on its geometric parameters, mass and movement speed of the deck conveyor.

Keyword: parking; car; transporter; power consumption.

Количество парковочных мест в городах с высокой плотностью населения ограничено и возникает проблема с хранением автомобилей. Решение проблемы хранения автомобилей возможно с созданием отдельных многоярусных парковочных сооружений, однако в силу высокой их дороговизны и отсутствия свободных земельных участков в городах не всегда имеется возможность постройки таких сооружений.

С другой стороны анализ специальной литературы и патентов показывает наличие в проектах и в торговых сетях множество различных устройств, которые обеспечивают плотность парковки за счет организации второго уровня размещения автомобильного транспорта [1].

Анализ конструкций и патентной информации показал, что мировой опыт создания парковочных устройств весьма разнообразен. Все они имеют сложную конструкцию и высокую стоимость. Кроме того, отсутствуют устройства позволяющие парковать автомобили независимо друг от друга, так называемые независимые парковочные подъемники. Например, двухуровневая парковка фирмы Доплер (рисунок 1), является зависимым парковочным устройством и устанавливать автомобиль на второй ярус невозможно не удалив автомобиль с первого яруса [2].



Рисунок 1. Парковщик фирмы Доплер

В связи с этим вопросом был предложен механизм двухъярусного независимого парковочного устройства. Для синтеза структурной и кинематической схемы были использованы данные из ПДД (габариты стандартного парковочного места) [3]. За основу структурной схемы механизма была взята схема патента США №5839871 (рисунок 2) [4].

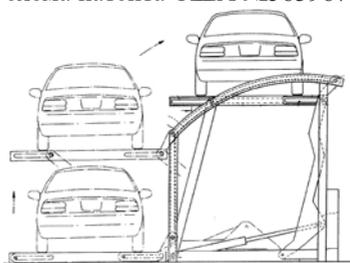


Рисунок 2. Патент № 5839871

В результате синтеза была получена кинематическая схема механизма подъемника с габаритными размерами, удовлетворяющими условия паркования автомобиля. Эта схема представляет собой восьмизвенный пространственный механизм, снабженный гидравлическим приводом (рисунок 3).

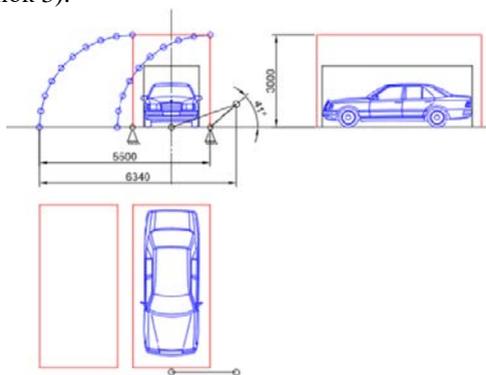


Рисунок 3. Структурная схема механизма

Достоинствами данного конструктивного решения являются экономия площади, возможность встраивания в жилое помещение и независимая разгрузка верхнего яруса, что выгодно отличает данную конструкцию от мировых аналогов. Недостатком такой системы является необходимость организации двух подъездных путей, при расположении механизмов параллельно друг другу и необходимость резерви-

вания полного парковочного места, что увеличит геометрические размеры подъемника [5].

Решением выше обозначенной проблемы является оснащение данной парковки транспортирующим устройством способным перемещать автомобиль в поперечном направлении (рисунок 4).

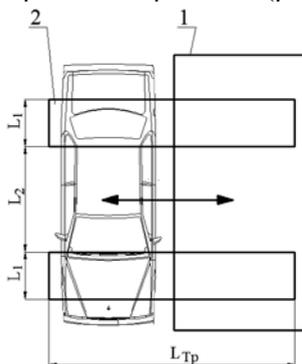


Рисунок 4. Расчётная схема к определению геометрических параметров транспортёра:

1 – подъёмное устройство; 2 – транспортирующее устройство

В качестве устройства для поперечного перемещения автомобиля был выбран пластинчатый конвейер. Пластинчатый конвейер представляет собой стальной настил, состоящий из стальных пластин и опирающихся на направляющие посредством роликов. Перемещение настила осуществляется посредством тягового органа – роликовой цепи. Достоинством такого решения, на наш взгляд, является высокая несущая способность настила, т.к. настил опирается роликами на опорные поверхности.

Основной задачей при проектировании транспортирующего устройства является определение основных параметров транспортёра: ширины настила, его скорости и потребляемой мощности привода.

Ширина настила L_1 и расстояние между настилами L_2 зависят от колесной базы автомобиля, а длина транспортёра L_{Tp} – от его ширины (см. рисунок 5)

Для определения геометрических параметров транспортёра рассмотрены размеры колесной базы различных автомобилей. Выполненный анализ показал, что наибольшую базу среди легковых автомобилей имеет Мерседес W222 (3,03 м), а наименьшую – Дэу Матиз (2,34 м) [6]. В результате геометрических расчётов получено $L_1=0,75$ м, $L_2=1,94$ м, $L_{Tp}=5,0$ м.

Для определения мощности приводного двигателя транспортёра необходимо выполнить тяговый расчет в соответствии со схемой (рисунок 5).

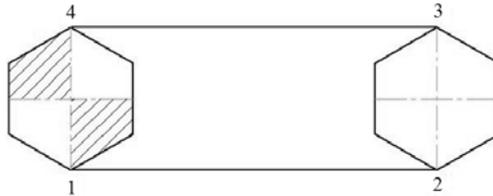


Рисунок 5 – Расчётная схема

Натяжение тягового элемента в точке 1 $S_1 = S_{сб} = 1000$ Н [6].

Натяжение тягового элемента в точке 2 [7]

$$S_2 = S_1 + q_0 \cdot L_{tp} \cdot \omega, \quad (1)$$

где L_{tp} – длина транспортёра, м; q_0 – линейная сила тяжести настила с цепями, Н/м; ω – обобщенный коэффициент сопротивлению грузонесущего органа, $\omega = 0,03$ [7].

Натяжение тягового элемента в точке 3 [7]

$$S_3 = K_1 \cdot S_2, \quad (2)$$

где K_1 – коэффициент сопротивления движению, $K_1 = 1,08$ [7].

Натяжение тягового элемента в точке 4 [7]

$$S_4 = S_{нб} = S_3 + (q_{сп} + q_0) \cdot L_{tp} \cdot \omega, \quad (3)$$

где $q_{гр}$ – линейная сила тяжести груза, Н/м.

Линейная сила тяжести настила с цепями [7]

$$q_0 = 600 \cdot L_1 + A, \quad (4)$$

где A – коэффициент, $A = 1000$ [7].

Линейная сила тяжести груза [7]

$$q_{сп} = \frac{g \cdot Q}{3,6 \cdot v}, \quad (5)$$

где Q – производительность транспортёра, т/ч; v – скорость перемещения настила, м/с.

$$Q = \frac{3,6 \cdot m_A \cdot v}{L_{tp}}, \quad (6)$$

где m_A – масса автомобиля, т.

Мощность на валу двигателя [7]

$$N = \frac{K_3 \cdot K_{\Pi} \cdot v \cdot (S_4 - S_1)}{1000 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (7)$$

где K_3 – коэффициент запаса, $K_3 = 1,15$ [7]; K_{Π} – коэффициент, учитывающий жесткость тягового органа и потери в подшипниках приводного вала, $K_{\Pi} = 1,05$ [7]; $\eta_{\text{мех}}$ – коэффициент полезного действия механизма, $\eta_{\text{мех}} = 0,8$ [7].

Были смоделированы расчётные случаи для следующих условий: $m_A = 1,1 \dots 2,0$ т; $v = 0,06 \dots 0,15$ м/с; $L_1 = 0,75$ м, $L_2 = 1,94$ м, $L_{\text{Тр}} = 5,0$ м.

Поверхность отклика приведена на рисунке 6.

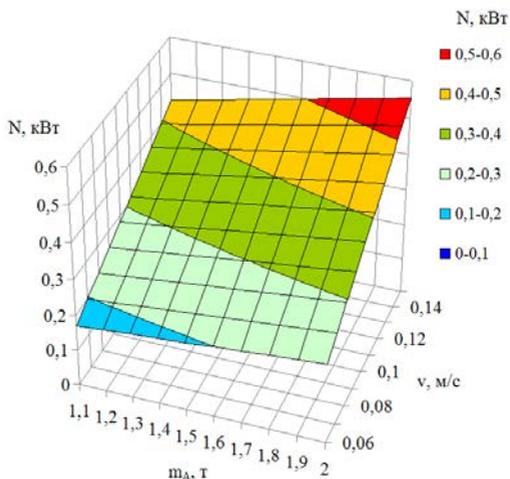


Рисунок 6 – Влияние массы автомобиля и скорости движения настила на потребляемую мощность двигателя транспортёра

Таким образом, выполнено обоснование устройства поперечного перемещения автомобилей парковочного подъемника. В качестве устройства поперечного перемещения автомобиля был принят пластинчатый транспортер. Приведена методика расчета и выполнен расчет мощности привода транспортера и его геометрических параметров. Осуществлена оптимизация потребной мощности привода транспортирующего устройства в зависимости от скорости перемещения настила и массы автомобиля.

Список литературы

1. http://spokoino.ru/articles/driving/problems_parkovki/
2. <http://www.modullift.ru/products/tpp-2.html>

3. ПДД от ГИБДД РФ 2015: 3 в 1 карманные. – Москва: Эксмо 2014. 144 с.
4. Патент США №5839871, 14.05.97. Namgung; Moon Hak // Патент США № 5839871. 1997.
5. СП 113.13330.2012 Стоянки автомобилей. Актуализированная редакция СНиП 21-02-99.
6. <https://avtomarket.ru/catalog/>
7. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учебное пособие для машиностроительных вузов - М.: Машиностроение, 1983.-487 с.

УДК 625.1

СИСТЕМА ОБУЧЕНИЯ МАШИНИСТОВ УКЛАДОЧНОГО КРАНА УК 25/9-18

Маслов Н. А.¹

*1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей
сообщения, г. Новосибирск*

В рамках работ, выполняемых по гранту ОАО РЖД для создания электронного учебника и тренажера «Укладочный кран УК-25/9-18» разработаны модули системы обучения машиниста путеукладочного крана (разделы электронного учебника, в т.ч. видеуроки с аудио сопровождением, конспекты лекций, словарь терминов, тестовые задания); модули тренажера-симулятора путеукладочного крана (3D модели элементов и крана; сценарии уровней игры-симулятора крана - техническое задание для программистов).

Ключевые слова: Укладочный кран, электронный учебник, видео урок, тренажер машиниста

DRIVER TRAINING SYSTEM FOR TRACK-LAYING CRANE UK-25/9-18 MASHINISTS

Maslov N.A.¹

1. Siberian transport university, Novosibirsk

Keywords: track-laying crane, digital manual, video lesson, simulator.

In the framework of the work performed under the grant of Russian Railways for the creation of electronic textbook and simulator "Laying crane UK-25/9-18" designed modules of the system training driver track-laying crane (sections of the electronic textbook, including videos with audio, teaching notes, a Glossary, test tasks); modules of the simulator of track-laying crane (3D models of elements and of the crane; script game

levels - simulator crane - technical specification for programmers).

Keywords: Track-laying crane, digital manual, video lesson, simulator.

Основная функция любой стратегии – формулирование долгосрочных целей, разработка стратегических планов и контроль над их выполнением. Главная цель системы управления персоналом в ОАО «РЖД» состоит в том, чтобы обеспечить компанию квалифицированным и мотивированным персоналом в соответствии с текущими и перспективными потребностями производства. Ключевыми пунктами стратегий развития холдинга «РЖД» до 2030г., являются: реализации проектов развития скоростных и высокоскоростных железных дорог; инфраструктурные строительства и обеспечение безопасного движения поездов (стратегические цели 6 и 7 миссии холдинга «РЖД»). Для реализации этих ключевых пунктов необходимо качественное улучшение подготовки кадров по специальности машинист укладочного крана по всей сети ОАО «РЖД» с использованием компьютеризированной системы обучения для машинистов укладочного крана.

Цель работы: создание модулей системы обучения машинистов укладочного крана УК-25/9-18 (работа выполняется по гранту ОАО «РЖД» и гранту СГУПС на выполнение НИРС).

Задачи работы: разработка модулей электронного курса обучения машинистов кранов (разделы электронного учебника, в т.ч. сценарии видеуроков, озвучивание видео уроков; разработка тестовых заданий по разделам); разработка модулей тренажера-симулятора путеукладочного крана (3D моделирование элементов крана; сценарии уровней игры-симулятора крана); оценка эффективности практического применения системы обучения машинистов укладочного крана УК-25/9-18 на производстве.

Научная новизна работы заключается в создании эффективного инструмента (средства) совершенствования методики обучения рабочей профессии машинист укладочного крана УК-25/9-18, не имеющего известных аналогов в этой области.

Методы исследований: компьютерное моделирование узлов, систем и крана в целом; анализ и классификация способов подготовки машинистов укладочного крана, анализ и классификация методов разработки учебного тренажера.

Существует два способа подготовки машинистов укладочного крана. Первый способ основан на применении реальной машины (более дорогостоящий, т.к. включает расходы на топливо, горюче-смазочные материалы, а также заработную плату бригаде машини-

стов), а второй предполагает использование тренажера. Примерный учебный план курса обучения машиниста крана составляет 960 часов. Практическая часть обучения в среднем занимает треть длительности обучения. При этом календарная длительность практической части зачастую оказывается слишком рассредоточенной в связи с невозможностью использования для обучения реального крана более чем на полтора-два часа в день. Использование электронного учебника и учебного тренажера (далее по тексту – система обучения) в практической подготовке машинистов повышает эффективность обучения и значительно снижает затраты на подготовку специалиста по этой рабочей профессии.

Система обучения для машинистов укладочного крана разработана с учетом требований учебных планов и программ для профессионального обучения по профессии машинист железнодорожно-строительных машин (ЖДСМ) ОАО «РЖД» [1]. Система обучения соответствует темам предмета специального курса «Управление, техническое обслуживание и эксплуатация ЖДСМ»: эксплуатация и управление краном (десять лабораторно-практических занятий). По теме «Управление железнодорожно-строительной машиной» система обучения обеспечивает: запуск двигателя, контроль работоспособности систем узлов и агрегатов, опробование тормозов; начало движения, разгон, торможение, остановку, реверсирование движения; перевод крана в рабочее и транспортное положения; управление краном, силовой установкой, отдельными рабочими узлами, механизмами и системами. Система обучения обеспечивает управление краном во время укладки железнодорожного пути с одного из двух постов управления (пост управления экипажной частью крана и пост управления крановым оборудованием). Управление краном включает управление: низковольтной схемой экипажной части; высоковольтной схемой экипажной части; тормозным оборудованием; низковольтной схемой кранового оборудования; высоковольтной схемой кранового оборудования; гидравлическим оборудованием.

Рассмотрены варианты разработки учебного тренажера двумя методами: «вероятный»; «традиционный». Путь создания тренажера по «вероятному» методу (таблица 1) состоит из трех этапов: закупка готового тренажера и базового программного обеспечения; разработка 3D-модели машины и дополнительного программного обеспечения (ПО2); закупка стандартного программного обеспечения (ПО3) для моделирования машины. Из блок-схемы тренажера по «вероятному» методу (рисунок 1) видно, что программное обеспечение создается исходя из конфигурации пульта управления. Такое направление созда-

ния тренажера влечет за собой проблемы совместимости пульта управления с контроллером, контроллера с программным обеспечением (ПО2) 3D-модели машины и (или) с программным обеспечением (ПО3) моделей систем машины, а также проблема совместимости ПО2 с ПО3. К недостаткам данного варианта создания тренажера можно отнести низкое качество визуализации рабочего процесса и высокую стоимость тренажера. «Традиционный» метод создания тренажера (таблица 2) состоит также из трех этапов: закупка стандартного программного обеспечения (ПО) для моделирования систем машины; закупка стандартных контроллеров и командных органов; разработка 3D-модели машины и оборудования, а также дополнительного программного обеспечения (ПО2). Пример реализации «традиционного» метода показан на рисунке 2. В работе принят «традиционный» метод разработки учебного тренажера машиниста укладочного крана, как наиболее эффективный.

Таблица 1 - Путь создания тренажера по «вероятному» методу

Этап	I	II	III
Название	Закупка готового тренажера второго уровня и базового ПО1	Разработка 3D-модели машины и дополнительного ПО2	Закупка стандартного ПО3 для моделирования систем машины
Цель	«Начало проекта»	Повышение качества визуализации рабочего процесса	Визуализация систем машины
Результат (достоинства)	Тренажер «Второго уровня» (ПК + ПО1 + ПУ)	1. Дополнительное ПО2. 2. Виртуальная 3D-модель машины. 3. Тренажер «Второго уровня +» (ПК + ПО1,2+ ПУ).	1. Дополнительное ПО3. 2. Виртуальные гидро-, электро-, пневмо- системы машины. 3. Тренажер «Второго уровня ++» (ПК+ПО1..3+ПУ). 4. Применимость для высшего образования
Недостатки	Отсутствие 3D модели машины (низкое качество визуализации рабочего процесса базовым ПО)	1. Деньги + Время; 2. Отсутствие моделей систем машины (гидро-, электро-, пневмо) и, следовательно,	1. Деньги + Время;



- « → » - Проблемы совместимости :
- а) ПУ с контроллером;
 - б) Контроллера с ПО3 и (или) с ПО2;
 - в) ПО3 с ПО2

Рисунок 1 - Блок-схема тренажера по «вероятному» варианту

Таблица 2 - Путь создания тренажера по «традиционному» методу

Этап	I	II	III
Название	Закупка стандартного ПО для моделирования систем машины	Закупка стандартных контроллеров и командных органов (кнопок, педалей и т.п.) для моделирования ПУ машины	Разработка 3D-модели машины и дополнительного ПО2 (при необходимости, если нет «импорта» 3D-модели в ПО1)
Цель	Визуализация систем машины	Создание ПУ машиной	Повышение качества визуализации рабочего процесса
Результат (достоинства)	1. Виртуальные гидро-, электро-, пневмо- системы машины. 2. Тренажер «Первого уровня +» (ПК+ПО1)*. 3. Применимость для высшего образования !	1. ПУ машиной. 2. Тренажер «Второго уровня +» (ПК + ПО1 + ПУ).	1. Дополнительное ПО2. 2. Виртуальная 3D-модель машины. 3. Тренажер «Второго уровня ++» (ПК + ПО1,2+ ПУ).
Недостатки	1. Деньги + Время;	1. Деньги + Время;	1. Деньги + Время

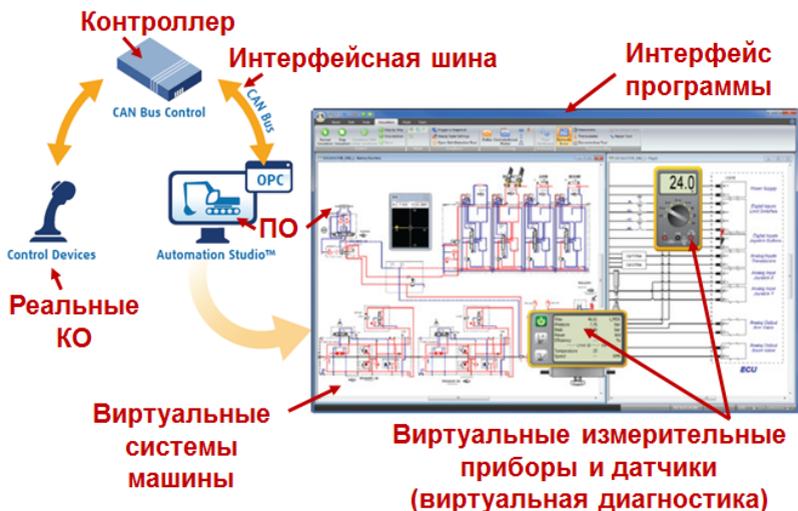


Рисунок 2 – Пример реализации «традиционного» метода при создании учебного тренажера

Результаты работы: модули электронного курса обучения машинистов путеукладочного крана (разделы электронного учебника, в т.ч. сценарии и конспекты лекций к видеоурокам, видеоуроки с аудиосопровождением, словарь терминов, тестовые задания); модули тренажера – симулятора путеукладочного крана (3D модели деталей и сборочных единиц крана; сценарии уровней игры – симулятора крана – техническое задание для программистов; игра-симулятор крана); оценка эффективности практического применения системы обучения машинистов укладочного крана УК-25/9-18 на производстве (рекомендации по устранению недостатков в подготовке машинистов); снижение затрат на подготовку квалифицированных специалистов для ОАО РЖД.

В программном обеспечении SolidWorks и Компас 3D разработаны трехмерные модели нескольких сотен деталей и десятки сборочных единиц (рисунки 3 и 4). Разработаны сценарии и конспекты лекций десяти видеоуроков, словарь терминов к электронному учебнику по эксплуатации и управлению укладочным краном. На основе сценариев к видеоурокам разработано 120 тестовых заданий к электронному учебнику по эксплуатации и управлению укладочным краном. На основе конспектов видеоуроков разработаны сценарии десяти уровней к компьютерной игре-симулятору укладочного крана на основе конспектов видеоуроков, включающие в себя: текстовую

формулировку действий и 120 заданий для игрока, графические пояснения для программистов (изображения деталей и узлов из видеуроков). На основе полученных результатов в программной среде Utility программистами разработана игра-симулятор крана включающая десять уровней в двух режимах (обучение и тестирование) каждый.

В программе Automation Studio разработаны виртуальные модели гидравлической, пневматической и электрической систем крана, позволяющие выполнять поиск и выбирать пути устранения неисправностей узлов и систем [2-7].

Работы созданию системы обучения, в частности по моделированию узлов и систем крана, выполнены с привлечением девяти студентов СГУПС (Шаповалов А.В, Ермакова Д.В., Бондарев Э.С, Воробьев О.П, Кузьменко В.Б, Алтынникова Е.А, Богданова П.А., Живаев Д.Н, Епифанцева Т.С.) в 2016-2018 годах в рамках работы студенческого конструкторского бюро под руководством заведующего базовой кафедрой «Устройство и эксплуатация путевых машин» Маслова Н.А.

Апробация и внедрение работы: основные положения и результаты работы представлены студентами на университетских (НИМ-2017, ДН-2018), межвузовских и международных конференциях (Научное сообщество студентов XXI столетия; Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы), научно-практических семинарах и выставках (Технико-экономические советы ЗСЖД, Учисб-2018); получен студенческий грант на выполнение НИРС (Э. С. Бондарев); участие в апробировании системы обучения машинистов укладочного крана УК-25/9-18 в СГУПС при подготовке специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам (в т.ч. на базовой кафедре «Устройство и эксплуатация путевых машин» (ПМС-20, ст. Крахаль), а также при повышении квалификации кадров ОАО РЖД в ИТТиПК СГУПС; участие во внедрении системы обучения машинистов укладочного крана УК-25/9-18 на сети Российских железных дорог, по теме работы есть пять публикаций [8-12].



Рисунок 3 - 3D модель укладочного крана УК-25/9-18

а



б



Рисунок 4 - 3D модели постов управления укладочным краном:
а – платформы крана; б – фермы крана

Список литературы

1. Примерные учебные планы и программы для профессионального обучения. Профессия – машинист железнодорожно-строительных машин. Квалификация – 4-8-й разряды. Код профессии – 13720. ОАО «РЖД». Утверждены 09.12.2013 г. вице-президентом ОАО «РЖД» А.В. Целько. Москва, 2013. 72с.
2. Абрамов, А. Д., Маслов, Н. А. Технологическое обеспечение эксплуатационной надежности выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 [Текст] / А. Д. Абрамов, Н. А. Маслов // Главный механик, 2015. - № 10, с.48.-53.
3. Маслов, Н. А. Анализ неисправностей выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 [Текст] / Н. А. Маслов // Политранспортные системы: М-лы VIII Международной научно-технической конференции в рамках года науки Россия-ЕС «Научные проблемы реализации транспортных проектов в Сибири и на дальнем востоке». – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2015, с.704-708.
4. Маслов Н. А. Анализ неисправностей путевой техники [Текст] / Н. А. Маслов // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук, Новосибирск, 2016. - № 3, т. 2, с.114-120.
5. Маслов, Н. А. Анализ механических неисправностей пластинчатых гидромашин путевой техники [Текст] / Н. А. Маслов // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения, 2015. - № 2, с.53-59.
6. Маслов, Н. А. Анализ неисправностей пластинчатых гидромашин путевой техники, вызванных чрезмерным давлением, аэрацией гидравлического масла и кавитацией [Текст] / Н. А. Маслов // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения, 2016. - № 1, с.5-15.
7. Маслов, Н. А. Анализ неисправностей пластинчатых гидромашин путевой техники, вызванных загрязнением твердыми частицами, обводнением, вязкостью масла и использованием несоответствующих масел [Текст] / Н. А. Маслов // Вестник СГУПС, 2017. - № 3, с.55-65/
8. Бондарев Э.С., Болбат О.Б. Разработка модуля «Привод колесной па-

ры» для тренажера машиниста «Укладочный кран» // Научное сообщество студентов XXI столетия. Технические науки: сб. Ст. По мат. LIX междунар. Студ. Науч.-практ. Конф. № 11(58);

9. Бондарев Э.С., Маслов Н.А. Разработка модуля «Привод грузовой лебедки» для тренажера машиниста «Укладочный кран» // Научное сообщество студентов XXI столетия. Технические науки: сб. Ст. По мат. LXIII междунар. Студ. Науч.-практ. Конф. № 3(62);

10. Бондарев Э.С., Шаповалов А.В., Ермакова Д.В. Разработка модулей тренажёра машиниста укладочного крана //XXII Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительное, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы»: материалы конференции. В 2 т. Т. 1 – М.: МАДИ, 2018. – 279 с., стр. 124-126;

11. Э.С. Бондарев, Н.А. Маслов. Электронный курс для подготовки операторов укладочных кранов // Интеллектуальный потенциал Сибири: 26-я Региональная научная студенческая конференция (22-24 мая 2018 г., г. Новосибирск): сборник научных трудов: в 2 частях / Коллектив авторов. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2018. Часть 2. – 672 с., стр. 137-139;

12. Э.С. Бондарев, Д.В. Ермакова, А.В. Шаповалов, Н.А. Маслов. Разработка модулей тренажера машиниста укладочного крана // Интеллектуальный потенциал Сибири: 26-я Региональная научная студенческая конференция (22-24 мая 2018 г., г. Новосибирск): сборник научных трудов: в 2 частях / Коллектив авторов. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2018. Часть 2. – 672 с., стр. 275-277.

УДК 621.9

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ СУХИХ СТРОИТЕЛЬНЫХ СМЕСЕЙ

Орехова Т.Н., Лымарь И.А., Раков А.М., Уваров В.А.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г.Шухова, г. Белгород

С развитием технологий и повышением уровня смешения материалов, появилась необходимость в повышении качества сухих строительных смесей. Стабильность физико-механических характеристик сухих строительных смесей является определяющим фактором долговечности изделий из них. В свою очередь, она зависит от однородности смесей, которая определяется точностью дозировки компонентов и равномерностью их распределения.

Ключевые слова: сухие строительные смеси, коэффициент неоднородности, факторы влияющие на качество смеси.

STUDYING THE PROCESS OF RECEIVING DRY BUILDING MIXTURES

Orekhova T.N., Lyman I.A., Rakov A.M., Uvarov V.A.¹

*1. Belgorod State Technological University named after VG Shukhov,
Belgorod*

With the development of technology and the increase in the level of mixing of materials, there was a need to improve the quality of dry construction mixtures. Stability of physico-mechanical characteristics of dry construction mixtures is the determining factor in the durability of products from them. In turn, it depends on the homogeneity of the mixtures, which is determined by the accuracy of the dosage of the components and the uniformity of their distribution.

Keywords: dry building mixtures, coefficient of heterogeneity, factors affecting the quality of the mixture.

В настоящее время активно развиваются численные методы описания потоков сыпучих материалов методом частиц под руководством Stefan Pirker (Австрия) и Peter Wурych, Ze Qin Liu (Австралия, центр исследований перегрузок сыпучих материалов при университете Wollongong). В данном проекте в рамках механики гетерогенных сред будут разработаны модели эжектирующей способности воздуха вихревым потоком твердых частиц в горизонтальной камере. Полученные результаты будут сопоставимы с мировым научным уровнем, результаты исследований будут доложены на крупных международных конференциях, а также обобщены в монографии, изданной в одном из ведущих научных издательств англоязычной научной литературы.

Достижения в области строительного материаловедения, касающиеся составов сухих строительных смесей, обуславливают основные направления совершенствования техники и технологии гомогенизации их дисперсных компонентов. При этом, однородность продукта является основной характеристикой требуемого качества современных строительных смесей [1].

В зависимости от типа строительных смесей, например, таких как легкие (теплоизоляционные), тяжелые (отделочные штукатурки), особо тяжелые (смеси для заливки стяжек полов) и др., необходимо осуществлять подбор смесительного оборудования, которое бы удовлетворяло той или иной технологии производства. Так, например, для легких теплоизоляционных смесей целесообразно использовать пневмосмесители [2, 3, 4] непрерывного действия. Главными достоинствами пневмосмесителей разработанной конструкции можно назвать по-

лучение гомогенного продукта с высокой степенью однородности, а также возможность производства смесей в непрерывном цикле.

Выбор смесительной машины является одним из важнейших шагов на пути получения высококачественного продукта. Так как свойства сыпучих материалов весьма разнообразны, а требования к качеству готовых смесей постоянно растут, в настоящее время разработано огромное количество смесительных машин, классификация которых представлена на рисунке 1.

Совершенствование конструкции пневмосмесителей направлено на возможность получения гомогенных дисперсных систем, при этом не мало важную роль играют и вопросы ресурсо- и энергосбережения в условиях предприятий, которые используют в своей технологической цепочке оборудование подобного типа.

В конструкциях пневмосмесителей [2, 3] основное перемешивание дисперсных компонентов смеси происходит за счет движущегося в камере гомогенизации осевого двухфазного потока, который под действием подведенного с периферии камеры воздуха начинает закручиваться в вихрь. Теоретические исследования движения вихревого потока двухфазной среды в пневмосмесителе позволяют адекватно оценить характер процесса гомогенизации, определить конструктивные параметры агрегата и его эффективные режимы работы на примерах различных составов строительных смесей[5]. Именно поэтому такие исследования являются весьма актуальными и показательными.

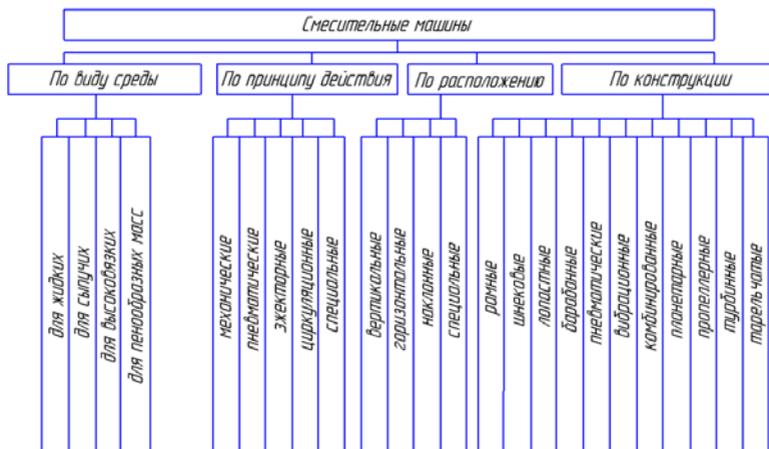


Рисунок 1 - Классификация смесительных машин

Цель смешивания – получение однородной массы из сдозирован-

ных компонентов, придание ей определенной структуры и предотвращение разделения конечного продукта на составные компоненты. Энергия, расходуемая на перемешивание, передается обрабатываемой массе компонентов с помощью рабочего органа смесителя.

Смешивание можно условно разделить на три процесса:

- диффузионное смешивание – это постепенное перемещение частиц различных компонентов через вновь образованные границы их раздела;

- конвективное смешивание – это перемещение группы смежных частиц из одного объема смеси в другое внедрением или скольжением слоев относительно друг друга;

- смешивание сдвигом – это смешивание, при котором смежные слои частиц движутся относительно друг друга.

Диффузионное смешивание происходит в значительной степени в барабанных и вибрационных смесителях. В первом случае при наличии поверхности раздела частица может перемещаться в любом направлении при столкновении с другой. Во втором случае масса приобретает свойства псевдожидкости, и в слое создаются условия для свободного перемещения частиц.

Конвективное смешивание происходит в горизонтальных лопастных и вертикальных шнековых смесителях. Скорость смешивания зависит от частоты вращения ротора и интенсивности происходящего обмена частиц.

Механизм смешивания сдвигом характерен для противоточных ленточных смесителей, имеющих внешнюю и внутреннюю спирали и перемещающих продукт в противоположных направлениях.

В смесителях в процессе смесеобразования одновременно участвуют все три механизма смешивания в большей или меньшей степени. Вследствие различия физико-механических свойств компонентов смешивание сыпучих компонентов сопровождается противоположным процессом – сегрегацией готовой смеси.

Сегрегация – это сосредоточение частиц, имеющих близкие размеры, форму и массу в разных местах смесителя под действием сил тяжести (гравитационных сил).

Процесс смешивания следует завершать в тот момент, когда явление сегрегации еще не начало заметно проявляться.

Как правило процесс смешивания представляет собой изменение концентрации какого-либо компонента смеси во времени в рабочей камере смесителя.

Для смесителей периодического действия в общем виде можно показать наличие трех основных зон на кривой, характеризующей

процесс, называемой кривой смешивания.

Если процесс смешивания разделить по времени на три интервала, то в первом имеет преимущественное распространение конвективное смешивание, во втором – диффузионное, в третьем – сегрегация. При этом может наступить такое состояние, при котором некоторое время сегрегация будет преобладать, и смесь частично снова расслоится. При продолжении процесса вновь могут возобладать явления смешивания.

Первые два процесса способствуют равномерному распределению частиц в смеси, последний препятствует этому. Поэтому целесообразно окончание процесса устанавливать в тот момент, когда явление сегрегации еще не начало заметно проявляться, т. е. необходимо заканчивать процесс в конце второго интервала смешивания.

Основной качественный показатель процесса смешивания – однородность полученной смеси, ее гомогенность, достигаемая за определенное время при оптимальной загрузке рабочей камеры.

Смесь считается однородной, если содержание компонентов в любом ее объеме не отличается от заданного содержания для всей смеси.

Однородность имеет большое значение, поэтому параметры процесса смешивания надо выполнять в строгом соответствии с требованиями технологии производства.

В процессе смешивания происходит выравнивание концентрации отдельных компонентов в объеме рабочей камеры смесителя. Поскольку в любой момент времени в различных точках смесителя показатели могут отличаться, то для их определения пользуются методами математической статистики.

Так как сухая строительная смесь многокомпонентна, то оценку однородности готовой продукции достаточно делать по самому малочисленному компоненту.

В качестве критерия оценки однородности смеси используют коэффициент вариации V_c (неоднородности), который рассчитывают по принятому количеству замеров n и содержанию наиболее малочисленного компонента смеси:

$$V_c = \frac{100}{c_{cp}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (c_i - c_{cp})^2}{n-1}}$$

где C_{cp} – средняя арифметическая массовая доля ключевого компонента в смеси, %; C_i – массовая доля ключевого компонента в i -пробе, %; n – число проб.

Чем меньше V_c тем равномернее смесь, что характеризует каче-

ственный показатель работы смесителей.

Эффективность смешивания будет тем выше, а качество смеси будет тем лучше, чем равномернее будут распределены все компоненты, составляющие данную смесь. Это в равной степени относится и к производству обогатительных смесей, премиксов, минеральных смесей, компоненты которых дисперсны и вводятся в малом процентном соотношении.

По мнению отечественных и зарубежных ученых и практиков, смесь считается высокого качества, если однородность распределения компонентов в ней не ниже 95% при соотношении наименьшего компонента к смеси 1:100 000.

Исследованиями установлено влияние отдельных факторов на эффективность и качество процесса смешивания, который зависит от:

- способа подачи компонентов в смеситель;
- частоты вращения рабочих органов смесителя;
- формы рабочих органов смесителя;
- точности дозирования;
- количественного соотношения между компонентами;
- степени наполнения смесителя;
- весового соотношения компонентов смеси;
- формы и размеров частиц;
- степени измельчения компонентов смеси.

Указанные факторы можно разделить на конструктивные, технологические и определяемые физико-механическими свойствами смешиваемых компонентов.

Изучению влияния конструктивных факторов на однородность получаемых смесей посвящены работы многих ученых. Исследования по смешиванию проводили на смесителях с различными рабочими органами. Однако они имеют общие направления получения высокооднородной смеси за счет изменения формы, размеров и конструкции рабочих органов.

На процесс смешивания оказывают влияние технологические факторы. Так, качество смешивания в смесителе во многом определяется точностью дозирования, которая оказывает существенное влияние особенно в начальный момент времени.

Для получения нужного качества смешивания применяют метод последовательного разбавления – многоэтапное смешивание в смесителях увеличивающейся вместимости с добавлением наполнителя и других компонентов, входящих в состав смеси в значительных количествах.

Так, например, установлена общая закономерность по распределению компонента смеси: чем меньше вводимое количество компонента, тем выше коэффициент неоднородности, т. е. качество смеси становится хуже. Аналогичная картина наблюдается и при изменении времени смешивания в диапазоне от 3 мин. до 4 мин. 30 с.: чем меньше время смешивания, тем качество смеси хуже.

Иное положение и иной подход должны быть при анализе работы линий предварительных смесей зернового и гранулированного, и другого кускового сырья.

Правильным следует признать установку на этих линиях не смесителей, а так называемых смесителей-усреднителей или распределителей, главное назначение которых – обеспечить равномерную максимальную загрузку молотковых дробилок.

Порядок загрузки компонентов оказывает влияние на эффективность процесса смешивания. Рекомендуется, чтобы в начале процесса смешивания тяжелые компоненты находились в верхней части камеры смесителя, так как силы тяжести в начальный период будут способствовать ускорению их интенсивного смешивания.

Большое влияние на качество смешивания оказывает степень заполнения камеры смесителя. Оптимальная степень заполнения колеблется в пределах 0,3-0,5. Для каждого типа смесителей существует оптимальный объем, обеспечивающий получение однородной смеси.

Скорость процесса смешивания во многом зависит от физико-механических свойств смешиваемых компонентов. Для получения качественной смеси необходимо, чтобы различие физических свойств смешиваемых компонентов было по возможности небольшим. Увеличение разности плотностей смешиваемых компонентов снижает эффективность процесса смешивания.

Влияние формы и состояния поверхности частиц на эффективность смешивания сыпучих продуктов изучено еще недостаточно. По мнению одних авторов, для успешного ведения процесса смешивания наиболее благоприятной является шарообразная форма частиц, другие считают, что компоненты с шарообразными частицами быстрее распадаются, чем компоненты с частицами удлиненной формы.

Изменение влажности смешиваемых компонентов оказывает большое влияние на качество смешивания: добавление жидких компонентов в количестве до 3% в горизонтальные смесители приводит к увеличению времени смешивания до 6 мин. и более (8-10 мин.) в зависимости от свойств вводимого жидкого компонента. Высокая влажность ухудшает сыпучесть, вызывает слеживание и комкование смеси и в конечном итоге снижает однородность готовой продукции.

Список литературы:

1. Корнеев В.И. «Что» есть «что» в сухих строительных смесях. / В.И. Корнеев, П.В. Зозуля / СПб: НП «СПССС», 2004. 311 с.
2. Уваров В.А., Орехова Т.Н. Анализ конструкций пневмосмесителей для производства сухих строительных смесей // Интестроймех–2010. 2010. С. 91-96.
3. Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. – №3. – С. 69–71.
4. Генералов М.Б., Александров В.П., Алексеев В.В. и др.: Машины и аппараты химических и нефтехимических производств. Т. IV-12 /; Под общ. ред. М.Б. Генералова. 2004-832с.
5. Орехова Т.Н., Уваров В.А. Определение скорости частиц материала пневмосмесителя сухих строительных смесей // Фундаментальные исследования. 2013. № 4-3. С. 592-596.
4. Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 042091.
5. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Apukhtina I.V. Research kinetic of motion of milling bodies in ball mill, outfit heat-exchange unit and calculation of its energy performance / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 042008.
6. Romanovich A.A., Kolesnikov R.S., Romanovich M.A. Study of device for precompaction and uniform supply of materials to working bodies of aggregate / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 042052.

УДК 519.7:624

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ
СИНТЕЗ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Павлов В.П.¹

1. Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

Рассмотрены методические положения и алгоритмы структурно- и параметрического синтеза рабочего оборудования строительных машин. Задача проектирования сведена к возможным изменениям рабочего оборудования, удовлетворяющих требованиям обоснованности. Обеспечена автоматическая сборка системы уравнений для применения на первых стадиях проектирования рабочего оборудования. В процессе обоснования структуры рабочего оборудования как целостной системы учитывают факторы внешней среды и характеристики крестеральной функции.

Ключевые слова: рабочее оборудование, одноковшовый экскаватор,

оптимизация, графические структуры, анализ, синтез.

AUTOMATED STRUCTURAL-PARAMETRIC SYNTHESIS OF WORK EQUIPMENT OF CONSTRUCTION MACHINERY

Pavlov V. P. ¹

1. Siberian Federal University, Krasnoyarsk

The methodical provisions and algorithms of structural and parametric synthesis of working equipment of construction machines are considered. The design task is reduced to possible changes in the working equipment that meet the requirements of validity. The system of equations is automatically assembled for application at the first stages of design of working equipment. In the process of justifying the structure of the working equipment as a complete system, factors of the environment and characteristics of the criterion function are taken into account.

Keywords: working equipment, single-bucket excavator, optimization, graphic structures, analysis, synthesis.

Синтез структуры рабочего оборудования (РО) строительных машин (СМ) является одним из важнейших этапов формирования концепции машины и процедурой, во многом определяющей эффективность и потребительские свойства СМ.

Алгоритмы структурно-параметрического синтеза разработаны лишь для узкого класса устройств. Нами рассматриваются только алгоритмы, реализуемые с помощью оптимизационных методов, так как в них решается задача целенаправленного изменения структуры и параметров в соответствии с формализованным представлением целевой функции.

Рассмотрены типовые проектные операции и процедуры по обоснованию параметров РО СМ, где каждая проектная операция характеризуется:

- перечнем параметров (проектных и нормативных);
- математической моделью (содержащей связи между параметрами и обеспечивающей их непротиворечивость);
- правилами выбора значений проектных параметров.

Задача проектирования состоит в том, чтобы сузить до конкретных значений исходное множество возможных изменений проектных параметров, удовлетворяющих основному требованию – обоснованности. Если проект СМ допускает исчерпывающую оценку его качества по единственному критерию, то обоснованность проекта сводится к его оптимальности. Требование обоснованности преемственно по от-

ношению к требованию оптимальности проекта, но шире и реалистичнее его.

Одной из причин тормозящих развитие и реализацию таких алгоритмов проектирования является отсутствие адекватных компьютерных моделей, так, при автоматизированном структурно-параметрическом синтезе:

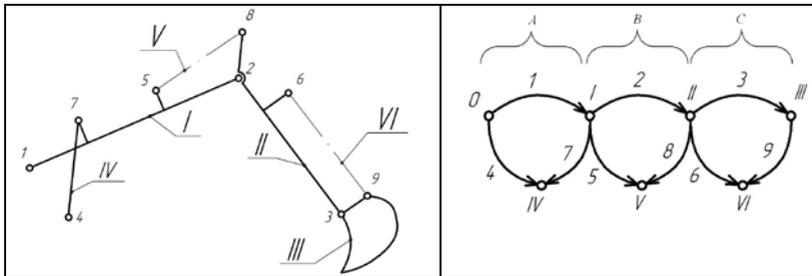
структура модели заранее неизвестна и модель формируется автоматически;

поиск осуществляется в пространстве структур и параметров;
размерность вектора параметров заранее неизвестна.

Для некоторых схем гидромеханизмов РО ориентированные графы представлены на рис. 1. Буквами А, В и С обозначены уровни иерархии (ярусы) графа. Для многозвенного рабочего оборудования количество ярусов может быть значительно больше, чем показано на рисунке [1, 2].

Автоматизированный структурный синтез заключается в преобразовании описаний проектируемого рабочего оборудования: исходное описание содержит информацию о требованиях к проекту, а результирующее описание должно содержать сведения о структуре и параметрах.

На первых стадиях проектирования наиболее важными характеристиками являются перемещения и скорости элементов оборудования. Ускорения, определяющие инерционные нагрузки в элементах, рассчитываются на последующих этапах, когда известны не только структура, но и массы элементов системы.



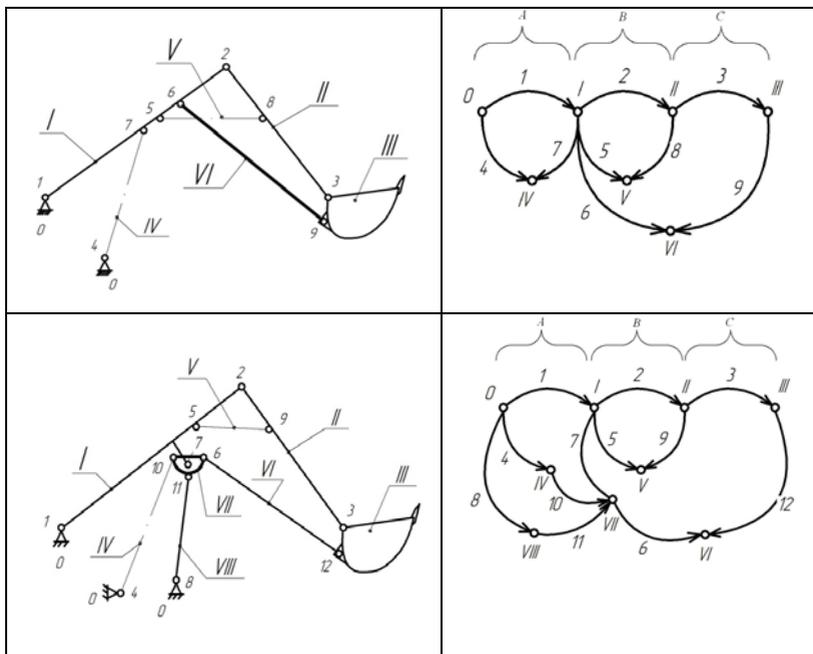


Рисунок 1 - Примеры графов в отражении структуры гидромеханизмов одноковшовых экскаваторов

Типовыми структурными образованиями на каждом уровне иерархии являются четырехзвенные и шестизвенные механизмы, а шестизвенный механизм рассмотрен как вариант развития четырехзвенника. В основе математических моделей лежат известные уравнения статического равновесия, векторные уравнения замкнутости и матрично-геометрические методы механики. Так, вектору обобщенных координат $q = \{q_1, q_2, q_3, q_4, q_5\}^T$ шестизвенного механизма сопоставлен вектор скоростей \dot{q} и обобщенный геометрический функционал F , в совокупности определяющие матрицу Якоби M_J и кинематические соотношения для перемещений и скоростей элементов оборудования:

$$M_J \dot{q} + M_V = 0; F = \{F_1, F_2, F_3, F_4, F_5\}^T = 0;$$

$$M_V = \left\{ \frac{dF_1}{dt}, \frac{dF_2}{dt}, \frac{dF_3}{dt}, \frac{dF_4}{dt}, \frac{dF_5}{dt} \right\}^T.$$

Поскольку при решении задач конструкторского проектирования превалирует геометрическая сторона, определяющая многие свойства рабочего оборудования, основной акцент в исследовании задачи сведен к количеству и взаимному расположению шарниров, связывающих элементы оборудования, что формально соответствует известной задаче размещения Штейнера. Многовариантный анализ новых структур гидромеханизмов предполагает использование множества дополнительных вершин соответствующего графа, а критерий оптимизации связан с суммарной длиной дуг. Обеспечена автоматическая сборка системы уравнений для применения на первых стадиях проектирования РО [2].

В зависимости от решаемой задачи критерию придается различный смысл: например, постоянная часть затрат на рассматриваемом уровне иерархии; затраты на обход «запретных» зон (увеличение стоимости при усложнении конструкции близко расположенных или совмещенных шарниров и т.п.).

Общие затраты, связаны с размещением новых шарниров РО Q_1, Q_n , определяются формулой

$$y = \sum_{1 \leq k \leq K \leq n} P_K^{(k)} + \sum_{k=1}^K \sum_{q=1}^Q P_q^{(k)} R_q^{(k)}, \quad (1)$$

где Q – число элементов, размещенных на базовой (стартовой) модели РО, $q \in Q = \{1, \dots, Q\}$; K – число новых элементов, вводимых в структуру, $k \in K = \{1, \dots, K\}$; $P_q^{(k)}$ – удельные затраты, связанные с размещением k -го нового элемента; $P_K^{(k)}$ – удельные затраты, связанные с размещением k -го нового элемента (относительно K -го элемента).

В отличие от классической задачи размещения введение нового элемента (новой вершины графа) может дать положительный эффект за счет улучшения определенных свойств системы (эмерджентный эффект). Такие эффекты необходимо исследовать дополнительно [3, 4].

Геометрически каждое из слагаемых (1) представляет собой уравнение прямого кругового конуса. Следовательно, уравнение представляет собой сумму конусов, вершины которых являются точками разрыва производных от (1). Поэтому попытки исследовать функцию градиентными методами приводили к локальным экстремумам, область притяжения которых предсказать затруднительно.

При постановке и решении оптимизационных задач на основе (1) возможны следующие проектные ситуации [4, 5, 6]:

а) улучшение качественных характеристик РО при изменении структуры не учитывается либо эти изменения характеристик рассматриваются в качестве ограничений. В этом случае решение задачи сводится к минимизации функционала (1), а сама задача является классической задачей размещения;

б) процесс поискового конструирования осуществляется в широком диапазоне параметров. Целевая функция должна быть настроена на оценку улучшения свойств рабочего оборудования и одновременный учет затрат от причин, так вызвавших эти улучшения. Поскольку положительный эффект проявляется в оценке вышестоящей иерархической системы, то и критериями функционирования должны учитываться результаты функционирования СМ в целом. Эта задача требует особого внимания к различным иерархическим уровням проектируемой системы и относится к классу задач со смешанной иерархией.

Задача оптимизации формально замкнута, т. е. требование найти решение $x \in D_x$, обеспечивающее наибольшее (или наименьшее) значение функции эффективности $y(x)$ на множестве допустимых решений D_x ,

$$\bar{x} = \arg \max_{x \in D_x} y(x)$$

вполне достаточно для того, чтобы получить однозначный результат без всякого участия проектировщика, чисто математическим путем.

В зависимости от решаемой задачи параметру $P_q^{(k)} R_q^{(k)}$ придается различный смысл: например, постоянная часть затрат на рассматриваемом уровне иерархии; затраты на обход «запретных» зон (увеличение стоимости при усложнении конструкции близко расположенных или совмещенных шарниров и т.п.). Этот параметр используется в качестве штрафной функции, что позволяет использовать критериальную функцию без параметрических ограничений. Длина дуг до дополнительного шарнира вычисляется по координатам шарнира, которые определяются на основе кинематического расчета.

Для случаев, если известно распределение во времени капитальных и эксплуатационных затрат, коэффициент $P_q^{(k)}$ определяется по формуле [2]

$$P_q^{(k)} = \sum_{t=0}^{T_c} \frac{F_1(I_{qt}^{(k)}, P_t)}{1 + e_n} + \frac{1}{T_p - T_c} \sum_{t=0}^{T_c} \frac{F_2(I_{qt}^{(k)}, P_t)}{1 + e_n},$$

где F_1, F_2 – функционалы, учитывающие зависимость капитальных и эксплуатационных затрат от перечисленных факторов; e_n – нормативный коэффициент приведения разновременных затрат; $P_{qt}^{(k)}$ – величина расхода ресурса в t -м году, связанная с q -й на k -м ярусе иерархии; T_p – расчетный срок службы элемента оборудования; T_c – срок создания машины.

Для случая, когда распределение затрат во времени не задано, коэффициент $P_q^{(k)}$ определяется по зависимости

$$P_q^{(k)} = F_3(I_q^{(k)}, p_0) + E_n F_4(I_q^{(k)}, p_0).$$

Поставленная задача относится к классу многоэкстремальных. Для того, что бы избежать тривиального перебора всех вариантов построения новых структурных схем, следует ограничить область, где достигается глобальный минимум функции. Такой подход возможен, если есть уверенность в том, что область притяжения при оптимизации соответствует области поиска.

В процессе построения структуры рабочего оборудования как целостной системы из более простых элементов учитываются факторы внешней среды, выраженные в критериальных функциях. Таким образом реализуется один из принципов эволюционного подхода – естественный отбор. В процессе синтеза происходит объединение элементов, в результате которого появляются новые структуры, обладающие новыми свойствами и наследующие некоторые свойства элементов «родителей». При этом могут использоваться механизмы наследования, мутации и межвидовой рекомбинации. Реализация процедур синтеза основана на использовании генетического алгоритма (ГА). Математическая модель ГА представлена следующим кортежем:

$$\langle C, y, P^0, n, S(p^s), G(p^g), \Delta(p^\Delta), \psi \rangle,$$

где C – система кодирования (при необходимости); y – критериальная функция; P^0 – начальная популяция; n – размер начальной популяции: количество индивидов в популяции; $S(p^s)$ – операция селекции, где p^s – вероятность селекции: вероятностная операция для воспроизведения большего числа хромосом с большим значением функции пригодности в следующем поколении; $G(p^g)$ – операция скрещивания: p^g – вероятность скрещивания: вероятностная опера-

ция для обмена генетической информацией между индивидуумами, входящими в данную популяцию; $\Delta(p^\Delta)$ – операция мутации, где p^Δ – вероятность мутации: вероятностная операция для внесения новой информации в данную популяцию; Ψ – условие остановки (условие завершения работы ГА).

Использование критериальных функций типа (1) связано с учетом смешанной иерархии, когда изменение структуры на любом ярусе вызывает ее существенное изменение в целом. Применение критериальных функций на заданном ярусе структуры не требует применения ГА, для этих случаев применимы более эффективные оптимизационные методы, на что и ориентированы были многочисленные работы предшественников в рассматриваемой области.

Список литературы

1. Павлов В.П., Пенчук В.А. Машины для земляных работ: синтез технологий, проектирование, эффективность. Красноярск, Сибирский федеральный университет, 2016, 328 с.
2. Павлов В.П. Методология автоматизированного проектирования экскаваторов: модели, методы, технологии. Saarbruchen, LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland (printed by Schaltungsdienst Lange. H.G., Berlin), 2013, 336 p.
3. Павлов В.П., Побегайло П.А. Автоматизированное проектирование манипуляционного рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора. Научные труды II Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». В 2 т., т. 2. Москва, ИМАШ РАН, 2012, с. 120–122.
4. Побегайло П.А., Раков Д.Л. Задачи структурного синтеза на этапе выбора облика технических систем. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: XII Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург, УГГУ, 2014, с. 294–297.
5. Павлов В.П., Побегайло П.А. Анализ основных аспектов формализации процедур системного проектирования экскаваторов на предпроектном этапе. Инженерный журнал: наука и инновации, 2018, вып. 3. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-3-1749>.
6. Кузьмин П.К., Норенков И.П. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 320 с.
7. Стариков А.В., Харин В.Н. Управление сложными проектами в интегрированных САПР. Воронеж, ВГУ, 2002, 135 с.

УДК 666.94.041

**МОДЕРНИЗАЦИЯ УПЛОТНЕНИЯ ГОРЯЧЕГО КОНЦА ПЕЧИ С
ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
Пахомов Е. Г.¹ Романович М.А.¹**

*1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова*

Совершенствование производства на базе научных и опытно-конструкторских разработок является приоритетным направлением развития предприятий промышленности строительных материалов. В настоящее время ускоренными темпами создаются и осваиваются новые технические и технологические решения, новое технологическое оборудование на их основе, механизированные линии.

Промышленность строительных материалов на данный момент располагает значительным парком высокопроизводительного оборудования, способного выпускать высококачественную продукцию.

Тем не менее, перед наукой и производством стоит ряд задач по повышению технологических свойств оборудования промышленности строительных материалов, таких как: повышение производительности оборудования, повышение долговечности и износостойкости деталей, узлов и механизмов, повышение КПД приводов машин, снижение удельного расхода энергии на производство продукции.

Целью статьи является модернизация уплотнения горячего конца вращающейся печи с целью повышения энергоэффективности работы.

Необходимость таких разработок обусловлена тем, что обжиг клинкера требует большого расхода топлива. Снижение таких затрат является одной из важнейших задач отрасли.

Ключевые слова: печь вращающаяся, уплотнение, энергоэффективность, модернизация, повышение износостойкости

**MODERNIZATION OF THE SEALING OF THE HOT END
OF THE OVEN FOR THE PURPOSE OF ENERGY
EFFICIENT OPERATION**

Pakhomov E. G.¹ Romanovich M.A.¹

1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

The improvement of production on the basis of scientific and experimental development is a priority direction for the development of enterprises of the building materials industry. At the present time, new technical and technological solutions, new technological equipment based on them,

mechanized lines are being created and mastered at an accelerated pace.

The building materials industry currently has a significant fleet of high-performance equipment capable of producing high-quality products.

Nevertheless, before the science and production there are a number of tasks to improve the technological properties of the equipment of the building materials industry, such as: increasing the productivity of equipment, increasing the durability and wear resistance of parts, units and mechanisms, increasing the efficiency of machine drives, energy consumption for production.

The aim of the article is to modernize the sealing of the hot end of the rotary kiln in order to increase the energy efficiency of the work.

The need for such developments is due to the fact that firing clinker requires a large fuel consumption. Reducing such costs is one of the most important tasks of the industry.

Keywords: rotary kiln, compaction, energy efficiency, modernization, increase of wear resistance

Вращающаяся печь $\varnothing 4,0 \times 60$ м (рис. 1) представляет собой пустотельный, открытый с концов сварной цилиндр, офутерованный изнутри огнеупорным кирпичом и установленный с уклоном 3,5%.

Также печь состоит из бандажей, роликоопор, привода, гидравлических упоров, загрузочного и разгрузочного узлов (концов), горелочных устройств, устройств для контроля температуры корпуса и его охлаждения воздухом, уплотнительных устройств мест контакта вращающегося корпуса печи с неподвижными загрузочными и разгрузочными узлами.

Во вращающихся коротких печах сухого способа производства предварительная тепловая обработка сырьевой муки происходит вне печи - в запечных циклонных теплообменниках, которые могут быть оснащены также и реактором-декарбонизатором. Последние завершающие термохимические операции - декарбонизация и клинкерообразование происходят в печи.

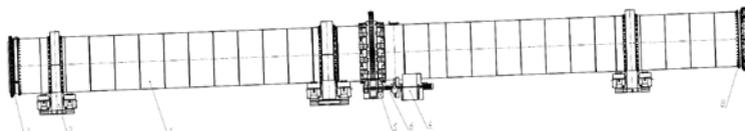


Рисунок 1 - Вращающаяся печь $\varnothing 4 \times 60$ м: 1 – корпус печи; 2 – роликоопора 400; 3 – роликоопора 450; 4 – привод; 5 – установка подвенцово́й шестерни; 6 – шестерня венцовая; 7 - уплотнение горячего конца; 8 –уплотнение холодного конца; 9 – ролик упорный

В качестве внутренних теплообменных устройств во вращающихся печах сухого способа применяют металлические цепные завесы, для интенсификации теплообмена между горячими печными газами и сырьевой мукой.

Корпус печи представляет собой цилиндрическую трубу, которая своими бандажами опирается на роликоопоры. Корпус сваривают на месте монтажа из отдельных обечаяек различной толщины в зависимости от местных нагрузок.

Толщина пролетных обечаяек корпуса зависит от диаметра и длины печи, длины пролетов, температуры нагрева, распределенных нагрузок и обычно находится в пределах 20—40 мм. Для обеспечения необходимой жесткости корпуса в опорных узлах подбандажные обечайки имеют толщину 40—100 мм.

При нагреве корпуса печи вследствие теплового расширения в радиальном направлении зазор становится минимальным, и бандаж плотно соединяется с корпусом печи — «плавающая» посадка). Для предохранения от осевого смещения бандажа предусмотрены упорные башмаки, закрепленные на корпусе печи.

Уплотнение холодного и горячего концов печи. Конструкции уплотнений вращающихся печей усложняются из-за высокой температуры, значительных тепловых деформаций и неизбежных биений корпуса при его вращении.

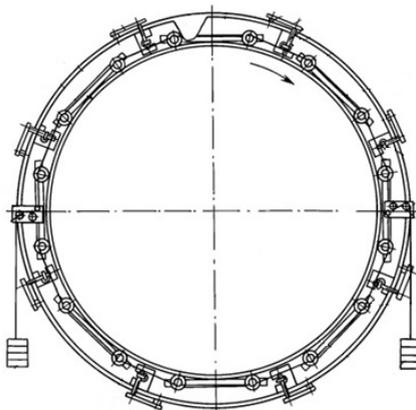


Рисунок 2 - Уплотнение вращающейся печи

Уплотнения на концах вращающейся печи, входящих в пылесосительную камеру и разгрузочную головку, препятствуют подсосам в печь наружного воздуха, снижающего температуру внутри корпуса и влияющего на процессы обжига. Уплотнение «горячего» конца печи

лепесткового типа с канатным прижимом через ложную обечайку. [6-9]

Патент ВУ 7296 При линейном перемещении вращающаяся часть смещается относительно неподвижной части печи, на которой установлено уплотнительное устройство. При этом уплотнительное устройство просто перемещается по поверхности вращающейся части печи.

Причем в процессе перемещения уплотняющие элементы, а именно пластины или рычаги, не испытывают дополнительного увеличивающегося усилия со стороны вращающейся печи, которое может привести к их деформации. Такое перемещение также возможно вследствие контакта уплотнительного устройства через антифрикционные накладки, позволяющие компенсировать силу трения, возникающую при смещении, и предотвращающие срыв уплотнительного устройства в момент вращения и/или биения (Рисунок 3).

Уплотнительное устройство работает следующим образом: Корпус кольцевой формы уплотнительного устройства с уплотняющими элементами устанавливаются на неподвижную часть вращающейся печи.

Посредством выбора пружин 10 и, при необходимости, регулирующей цепи 11 обеспечивают регулировку необходимого усилия прижима уплотнительных пластин 5 через рычаги 6 посредством контакта антифрикционных накладок с поверхностью вращающейся части печи.

При вращении происходит линейное и радиальное смещение (биение) вращающейся части печи.

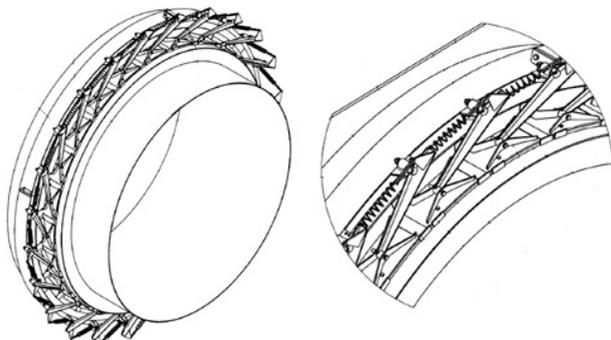


Рисунок 3 - Уплотнение вращающейся печи

При линейном перемещении вращающаяся часть смещается относительно неподвижной части печи, на которой установлено уплотнительное устройство. При этом уплотнительное устройство просто пе-

ремещается по поверхности вращающейся части печи. Причем в процессе перемещения уплотняющие элементы, а именно пластины 5 или рычаги 6, не испытывают дополнительного увеличивающегося усилия со стороны печи, которое может привести к их деформации. Такое перемещение также возможно в следствии контакта уплотнительного устройства через антифрикционные накладки, позволяющие компенсировать силу трения, возникающую при смещении, и предотвращающие срыв уплотнительного устройства в момент вращения и/или биения. [10-13]

При радиальном смещении или линейном расширении происходит следующее: пластины 5 стремятся выйти из своего первоначального состояния, расширяя диаметр образовавшегося уплотнения. При этом отгибается рычаг 6. Конец рычага 6, связанный с пружиной 10 двигается по часовой стрелке. Однако под действием пружины, установленной на осях 9 и кронштейна, состоящего из крепления 8 и уголка 7, это усилие компенсируется, и другой конец рычага 6 путем приложения усилия к пластине 5 стремится вернуть ее в первоначальное состояние обеспечивающее уплотнение. В момент движения рычага 6 пластины 5 отходят друг от друга. Однако за счет прямоугольной формы выступа и паза сохраняется контакт между сторонами выступа и паза, соосными самой пластине 5.

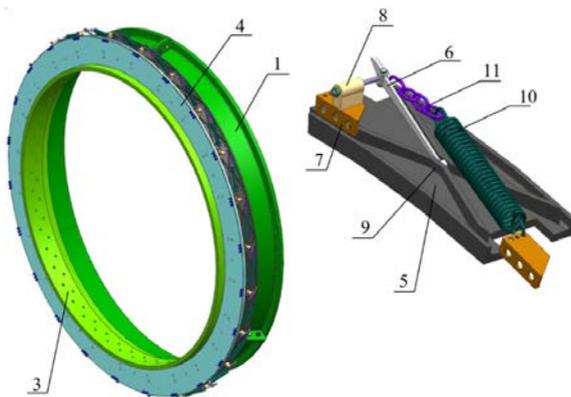


Рисунок 4 - Уплотнение горячего конца в сборе:

1 – конус, 2 – кольцо, 3 – обечайка, 4 – кольцо, 5 – пластина уплотнительная, 6 – рычаг, 7 – угол, 8 – крепление, 9 – ось, 10 – пружина, 11 – цепь

Конструкция уплотнения горячего конца печи вращающейся печи 4x60 имеет большое влияние на энергоэффективность оборудования.

При проведении патентного поиска, выбираем уплотнительное устройство вращающейся печи, содержащее корпус кольцевой формы и множество подпружиненных элементов, отличающееся тем, что установлено на неподвижной части печи, на корпусе радиально расположены кронштейны, на которых шарнирно установлены двуплечие рычаги, на одном конце которых шарнирно на осях установлены пластины, а на другом имеется крючок для механической связи с пружиной, при этом другим концом пружины установлены на кронштейне, пластины снабжены одним выступом и пазом многоугольной формы.

В результате проведенной модернизации оборудования, установленного на ЗАО «Катавский цемент», произошло увеличение энергоэффективности уплотнения горячего конца печи, и как следствие уменьшение удельных затрат на топливо.

Данная модернизация приведет к широкому внедрению такого вида уплотнения горячего конца печи не только в цементной промышленности, но и в других отраслях народного хозяйства, использующих вращающиеся печи.

Список литературы

1. Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: учебник для вузов / М. Я. Сапожников. - Москва: Высш. шк., 1971.
2. Алексеев Б.В. Технология производства цемента. М.: Высшая школа, 1980.
3. Колокольников В.С., Осокина Т.А. Производство цемента. М.: Высшая школа, 1974.
4. Банит Ф.Г., Несвижский О.А. Механическое оборудование цементных заводов. М.: Машиностроение, 1975.
4. Бутт Ю.М., Сычов М.М., Тимашев В.В. Химическая технология вяжущих материалов. М.: Высшая школа, 1980.
5. Аксельрод З.А., Бровар И.П., Рубинович Г.М. Механизация и автоматизация производства цемента. Л.: Стройиздат, 1968.
6. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности. Л.: Госстройиздат, 1968.
7. Белова С.В. Охрана окружающей среды: Учеб. пособие. для студентов ВУЗов. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 1998.
8. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. – 2-е изд. перераб. и доп. / В.А.Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д.Мартынов. – М.: Машиностроение, 1981.
9. Богданов В.С. Основы расчета машин и оборудования предприятий строительных материалов и изделий – учебник / В.С.Богданов, Р.Р.Шарапов, Ю.М.Фадин. – Старый Оскол: ТНТ, 2013.
10. Гавриленко И.Г. Безопасность жизнедеятельности. Конспект лекций / И.Г.Говреленко, Т.М.Бутюгина и др. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2002.

11. Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. Учеб. для строительных вузов и факультетов. М.: Высш. школа. 1971.

12. Romanovich A.A., Annenko D.M., Romanovich M.A., Apukhtina I.V. Enhancing wear resistance of working bodies of grinder through lining crushed material / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018 С. 32007

13. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Apukhtina I.V. Research kinetic of motion of milling bodies in ball mill, outfit heat-exchange unit and calculation of its energy performance / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018 С. 42008

621.926/928

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗДЕЛЕНИЯ ПРОДУКТА В ЗАМКНУТОЙ СИСТЕМЕ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Прокопенко В.С.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В данной статье будут рассматриваться замкнутые системы измельчения, и проведен анализ кривых, полученных в результате проведенных испытаний. Данные опыты проводились для того, чтобы спрогнозировать гранулометрический состав готового продукта. Замкнутые системы измельчения - это сложные комплексы элементов и подсистем, которые связаны между собой материальными и аэроматериальными потоками. При этом наиболее сложной и малоизученной является система разделения продуктов измельчения, от которой зависит как качество конечного продукта, так и эффективность всего процесса в целом. Основной задачей моделирования процесса разделения является прогнозирование гранулометрического состава готового продукта. Данный готовый продукт зависит от состава исходного материала, конструктивных и технологических параметров машин и механизмов, задействованных в процессе разделения. Однако в настоящее время применяются только ранее известные системы разделения продуктов измельчения[1].

Ключевые слова: материал, гранулометрический состав, кривая разделения.

MODELING AND FORECASTING PROCESS FOR THE SEPARATION OF THE PRODUCT IN A CLOSED SYSTEM WITH RECIRCULATION

Prokopenko V. S.

*Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov,
Belgorod*

This article will consider closed-loop grinding systems, and the analysis of the curves obtained as a result of the tests. These experiments were carried out in order to predict the granulometric composition of the finished product. Closed grinding system is a complex set of elements and subsystems, which are linked by material and agromaterials flows. In this case, the most complex and poorly studied is the system of separation of grinding products, which depends on both the quality of the final product and the efficiency of the entire process as a whole. The main task of modeling the separation process is to predict the particle size distribution of the finished product. This finished product depends on the composition of the raw material, design and technological parameters of machines and mechanisms involved in the separation process. However, at the present time only previously known systems of separation of grinding products are used.

Key words: material, particle size distribution, separation curve.

Проведя анализ конструкции, и методики расчета на основе полученных данных, были получены кривые.

Кривая разделения j - го аппарата по выходу в i - й продукт есть φ_{ij} ($j = \overline{1, N}$, N - число аппаратов системы, $i = 2$ - грубый, $i = 3$ - тонкий). Рассмотрим простой замкнутый контур, т.е. контур с вводом исходного порошка в одном месте с циркуляцией материала по замкнутому контуру (рис.1).

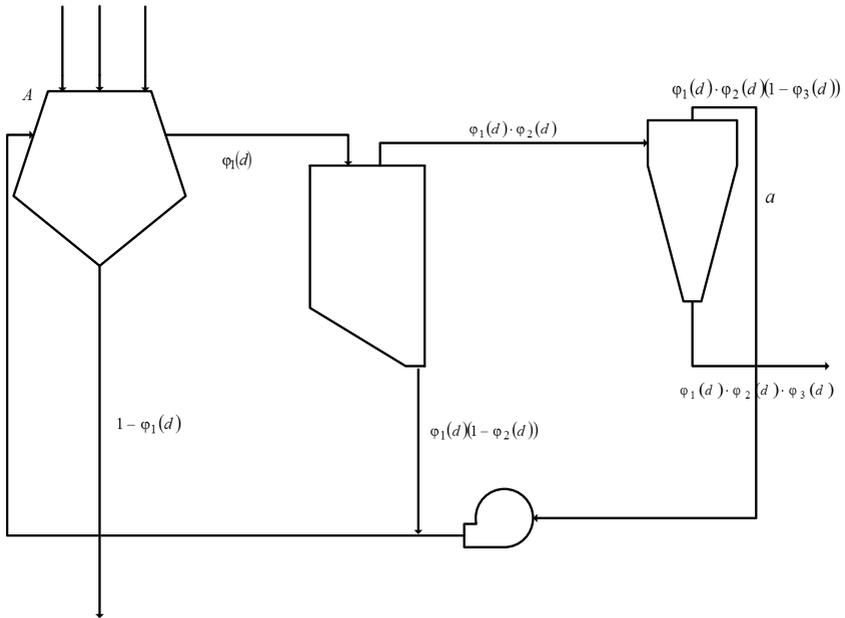


Рисунок 1 - Схема системы устройств с рециркуляцией грубого продукта

Кривые разделения концентратора ($Pe = 3,6$) и циклона ($Pe = 8$) для различных значений d_{2p} представлены на рис.3-4.

Вероятность выпадения частиц в грубый продукт первого ($\varphi_{21}(d)$), второго ($\varphi_{22}(d)$) и третьего ($\varphi_{23}(d)$) аппарата, а также кривая разделения относительно тонкого разделения продукта $\varphi_{33}(d)$, вычисленные по (1)-(4), представлены на рис. 5-7[2].

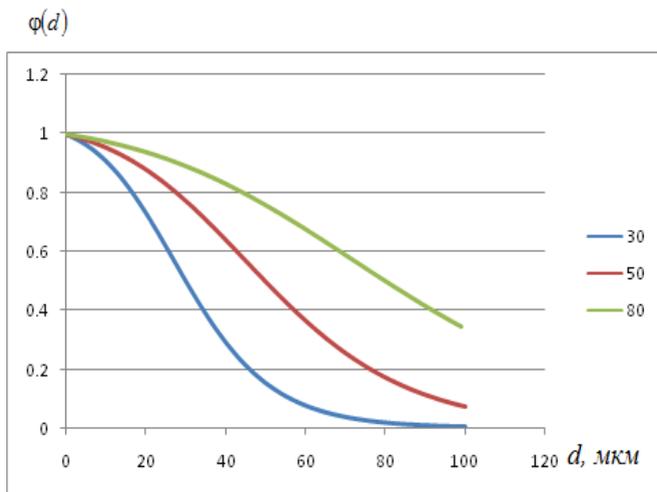


Рисунок 2 - Кривая разделения концентратора при различных значениях d_{zp}

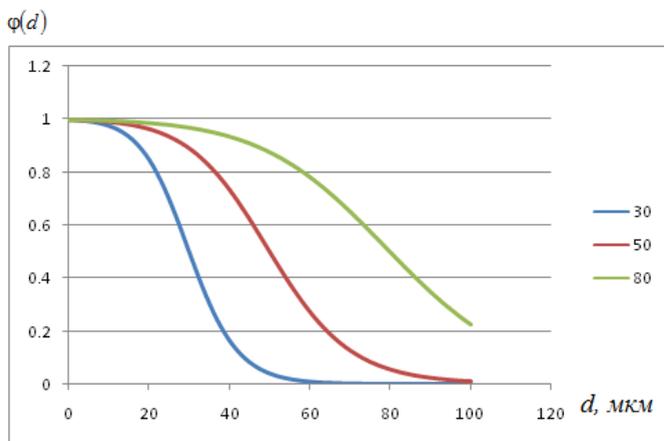


Рисунок 3 - Кривая разделения циклона при различных значениях d_{zp}

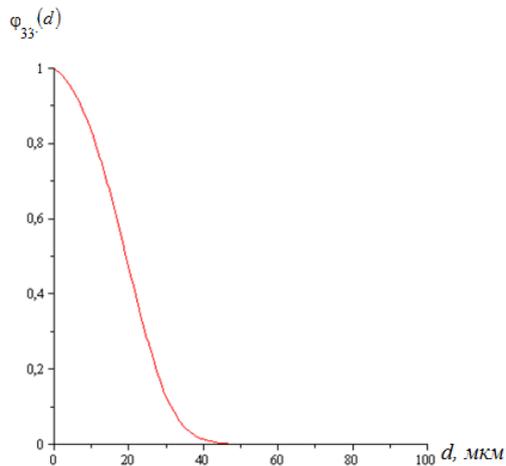


Рисунок 4 - Кривая разделения относительно тонкого продукта $\varphi_{33}(d)$

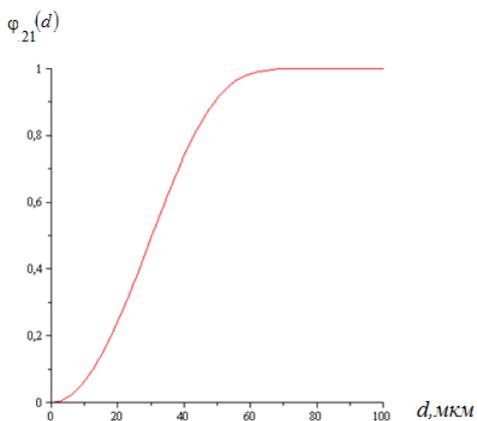


Рисунок 5 - Вероятность выпадения частиц в грубый продукт первого аппарата $\varphi_{21}(d)$

На рис.7 представлен фракционный вынос тонкого продукта с учетом рециркуляции доли материала для системы
а) сепаратор+концентратор+циклон, и б) сепаратор+циклон

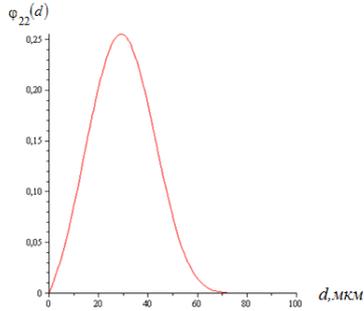


Рисунок 6 - Вероятность выпадения частиц в грубый продукт второго аппарата $\varphi_{22}(d)$

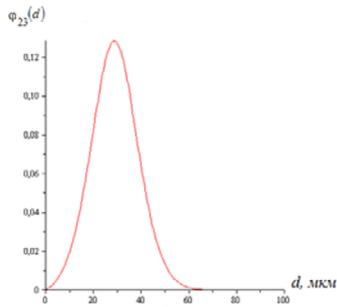
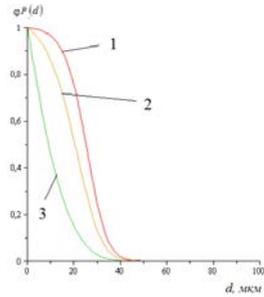
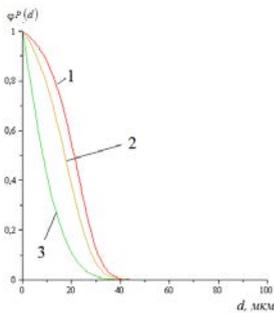


Рисунок 7 - Вероятность выпадения частиц в грубый продукт третьего аппарата $\varphi_{23}(d)$



а)

б)

Рис. 7. Фракционный вынос тонкого продукта с учетом рециркуляции доли материала: кривая 1 – $a=0$, 2 – $a=0,5$, 3 – $a=0,9$

Таким образом, посчитаны кривые разделения системы замкнутого цикла. На основании данных кривых разделения спрогнозирован процесс классификации при прохождении материала через предложенную систему аппаратов с рециркуляцией [3]. Моделирование показало, что эффективность предложенной системы выше чем у системы «сепаратор + циклон». Так максимальный размер частиц, пропускаемый системой в тонкий продукт, для предложенной системы «сепаратор + концентратор + циклон» уменьшился на 12 % по сравнению с системой «сепаратор + циклон». Также для предложенной системы уменьшился на 10 % размер частиц граничного размера, для которых $\varphi^p(d) = 0,5$.

Моделирование показало, что предложенная система аппаратов увеличивает эффективность разделения продуктов измельчения за счет уменьшения ортокинетического эффекта. Добавление в систему «сепаратор + циклон» концентратора приводит к уменьшению максимального размера частиц готового продукта.

Список литературы

1. Богомолов, А.А. Технические основы создания машин: учебное пособие / А. А. Богомолов. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2008.-195 с.
2. Романович, А.А. Дорожные и строительные машины: Конспект лекций; Часть 1 / А.А. Романович – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 1999.-114 с.
3. Романович, А.А. Техническая эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных и коммунальных машин / А.А. Романович, Е. В. Харламов // - Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. -127 с.
4. Романович, А.А., Орехова Т.Н., Мещеряков С.А., Прокопенко В.С. Технология получения минеральных добавок // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 188-192.
5. Sharapov R.R., Prokopenko V.S. Modeling of the separation process in dynamic separators // World Applied Sciences Journal. 2013. Т. 25. № 3. С. 536-542.
6. Кинетика процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией / Шарапов [и др.] // Механизация строительства. — 2016. — №8. — С. 49-53

УДК 62-752.2

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНОГО ДЕМПФЕРА С СИСТЕМОЙ ЛИНЕЙНЫХ ЧАСТИЦ

Раевский В.А.¹, Витчук П.В.¹

1. ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга

Приведено сравнение натурного и численного экспериментов по определению динамических характеристик ударного демпфера на основе системы линейных частиц. Численная модель удовлетворительно предсказывает динамический отклик реальной системы и может быть использована для оптимизации характеристик демпфера.

Ключевые слова: ударный демпфер, система линейных частиц, численный эксперимент.

NUMERICAL MODELING OF SHOCK DAMPER WITH THE SYSTEM OF LINEAR PARTICLES

Raevskiy V.A.¹, Vitshuk P.V.¹

*1. Moscow State Technical University named after N.E. Bauman
(Kaluga Branch), Kaluga*

A comparison of full-scale and numerical experiments to determine the dynamic characteristics of shock damper based on a system of linear particles is given. The numerical model satisfactorily predicts the dynamic response of the real system and can be used to optimize the damper characteristics.

Keywords: shock damper, system of linear particles, numerical experiment.

Ударные демпферы применяются с 30-х годов прошлого века в различных областях техники [1, 2] и в том числе в конструкциях наземных транспортно-технологических средств; при этом исследования по повышению их производительности, а также конфигурированию продолжают и в настоящее время [3, 4 и пр.].

Основной целью работы является численное моделирование динамического поведения демпфера на основе системы линейных частиц и подтверждение адекватности модели путем сравнения с результатами натурного эксперимента.

Для проведения натурного эксперимента было создано испытательное устройство (рис. 1), состоящее из трех направляющих стержней 1 для шариков, двух жестких упоров 2, n больших шариков 3 и $n-1$ маленьких шариков 4 ($n = 2, 3, \dots$). Например, ударный демпфер с системой линейных частиц 2Б1М состоит из двух больших и одного маленького шариков.

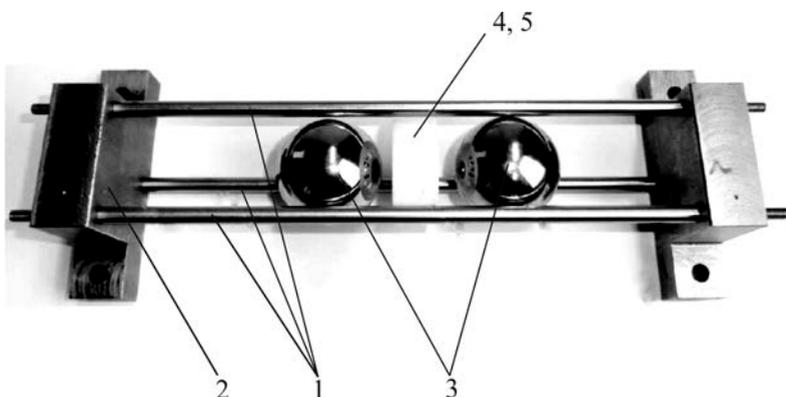


Рисунок 1 – Испытательное устройство, моделирующее демпфер с системой линейных частиц

Материал шариков, направляющих и стопоров – хромистая сталь, нержавеющая сталь и углеродистая сталь соответственно. Для выравнивания маленького шара между большими применяется трехмерный диск 5, изготовленный из ABS-пластика, в который устанавливается маленький шарик.

Для проведения численного эксперимента была разработана трехмерная модель демпфера (рис. 2) со следующими допущениями: направляющие стержни и упоры моделируются как прямоугольный контейнер, чтобы гарантировать постоянный контакт между шариками и направляющими стержнями для устранения вычислительных ошибок; масса контейнера принимается равной массе пустого демпфера; структура с одной степенью свободы была смоделирована как система с пружинным амортизатором, характеризующаяся коэффициентами жесткости и демпфирования.

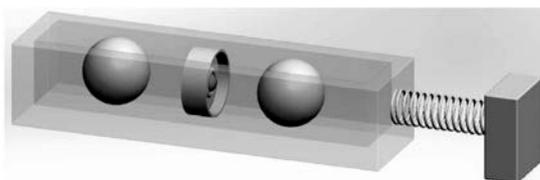


Рисунок 2 – Трехмерная модель демпфера с системой линейных частиц

На рис. 3 представлены результаты натурного и численного эксперимента по определению колебаний системы ЗБОМ (рис. 3, а) и 2Б1М (рис. 3, б). Соответственно на рис. 4 – отношение энергии в си-

стеме ЗВ0М (рис. 4, а) и 2Б1М (рис. 4, б) в текущий момент времени к энергии в начальный момент времени.

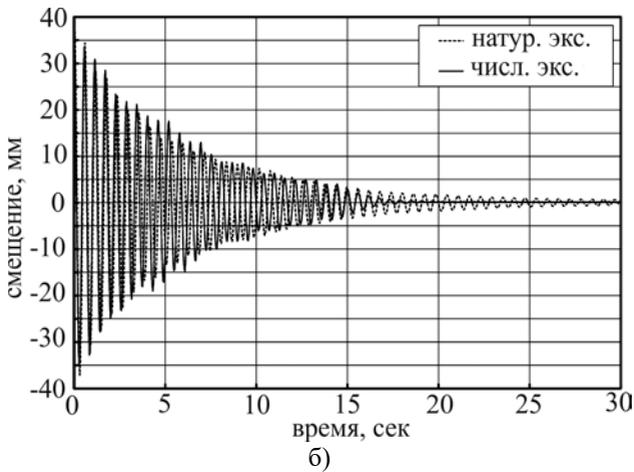
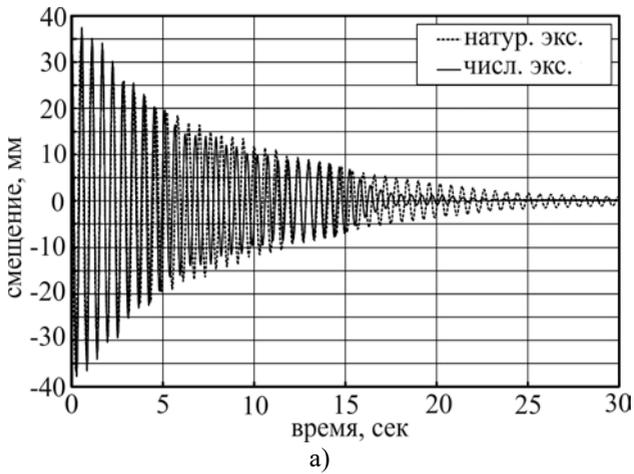


Рисунок 3 – Колебания системы

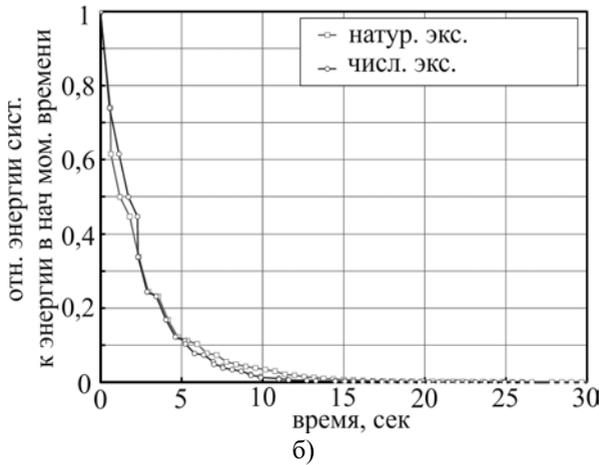
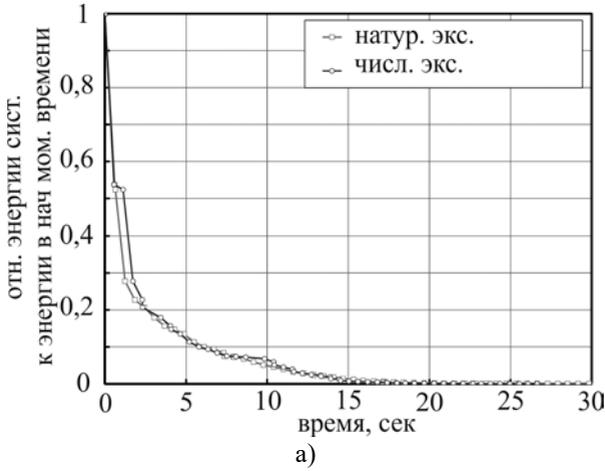


Рисунок 4 – Отношение энергии системы к энергии в начальный момент времени

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы. Во-первых, нелинейный характер системы линейных частиц демпфера делает его зависимым от исходного состояния. Количество наблюдаемых и моделируемых столкновений очень близко, но тем не менее отличается, что связано с моделью трения в выбранном программном обеспечении. Во-вторых, можно говорить об удовлетворительном совпадении энергетических параметров системы при сравнении численного моделирования и натурального эксперимента. Поэтому

разработанная модель быть использована для оптимизации характеристик демпфера в отношении рассеивания энергии, не прибегая к дорогостоящему испытательному оборудованию.

Список литературы

1. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий. – М.: Энергия, 1970. – 320 с.
2. В.Ф. Горбунов, А.И. Пашнин, С.С. Дерберти и др. О коэффициенте динамичности при ударном демпфировании // Известия Томского политехнического института им. С.М. Кирова. – Томск, издТом 225 1972 с. 105-107.
3. Колотов Ю.В. Применение гидравлического демпфера в гидравлическом механизме связи бесшаботного молота // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. – с. 117-122.
4. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Шохин А.Е. Концепция построения испытательного стенда для магнитореологических демпферов ударных нагрузок // Вестник «Машиностроение». №12. 2016. – с. 17-20.

УДК 621.926

МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСИЛИЯ ПРЕДУПЛОТНЕНИЯ

Романович А.А.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

В статье рассмотрены актуальные вопросы повышения надежности в работе пресс-валкового измельчителя за счет равномерной подачи измельчаемых материалов по ширине валков. Аналитически исследован механизм распределения и предуплотнения материалов, получено уравнение для расчета усилия в валковом устройстве.

Материалы статьи посвящены повышению надежности в работе пресс-валкового измельчителя, за счет равномерной подачи измельчаемых материалов по ширине валков, могут представлять интерес для российских и зарубежных организаций, осуществляющих свою деятельность в области эксплуатации, проектирования и изготовления помольного оборудования.

Ключевые слова: Надежность в работе, пресс-валковый измельчитель, валковое устройство, усилие предуплотнения.

Россия входит в десятку крупнейших экономик мира с преобладанием тяжелой промышленности, в том числе и производства строительных материалов и занимает третье место в мире по масштабам энергопотребления, при этом тратит больше энергии на единицу внут-

ренного валового продукта (ВВП), чем любая из стран, входящих в десятку крупнейших потребителей энергии. Согласно данным по показателю объема производства потребление энергии в России составляло 0,37 кг нефтяного эквивалента (кг. н.э.) на 1 доллар ВВП. В то же время в развитых странах, таких, как Германия, Франция, Япония, Индия этот показатель не превышает -0,14, в США – 0,19, а в Канаде - 0,25.

Принятая Государственная программа «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года направлена на снижение энергоемкости ВВП Российской Федерации на 13,5 % за счет реализации программных мероприятий, что в совокупности с другими факторами ожно обеспечить достижение цели.

Во многих развитых странах за последнее десятилетие энергоемкость экономики снизилась на 15—20 %, при этом поставленные ранее планы по росту энергоэффективности пересматриваются в сторону повышения.

В Соединенных Штатах Америки планируют к 2020 г. снизить энергоемкость экономики на 25 % по сравнению с показателями 2005 г., в Европейском союзе — на 20 % по отношению к 2007 г., а в КНР, после неоднократных пересмотров, текущей задачей является снижение энергоемкости экономики к 2020 г. на 49 % по отношению к 2006 г. России приходится догонять своих партнеров, энергоемкость экономики которых ниже в 1,5—2 раза.

Современная строительная индустрия базируется на переработке огромного количества нерудных материалов с различным минералогическим составом и физико-механическими свойствами (глин, песков, известняков, гранитов, базальтов и др.). При этом их переработка сопровождается значительными материальными и энергетическими затратами. На процессы дробления и помола материалов, которые являются одними из основных операций, целого ряда технологий, на сегодня в мире затрачивается около 10% всей производимой энергии. Поэтому снижение энергозатрат на измельчение материалов является весьма актуальным.

Проведенный структурный анализ горных пород, используемых в производстве строительных материалов, позволил установить, что они отличаются своим геологическим происхождением, минералогическим составом, текстурой и физико-механическими свойствами и содержат в себе скрытые резервы энергосбережения. Особое место среди них занимают анизотропные материалы, характеризующиеся различными физико-механическими параметрами среды и пределом прочности при сжатии в зависимости от направления приложения усилия (табл. 1) [1-3].

Таблица 1 - Характеристики анизотропных материалов

Материал	Предел прочности на сжатие, МПа		Коэффициент анизотропии
	Перпендикулярно сланцеватости	Параллельно сланцеватости	
Известняки органо-генные	95	65	1,46
Мрамор полосчатый	226	162	1,4
Известняк плотный полосчатый	101,3	72	1,41
Мергель	42	35	1,2

Большие запасы анизотропных материалов находятся (при неглубоком залегании) на Украине, в Молдавии, России (Кольский полуостров, Якутия, Урал, регион КМА, на Кавказе и другие), в Средней Азии и других регионах.

Однако на сегодня как у нас в стране, так и за рубежом проектируемое и выпускаемое дробильно-помольное оборудование не учитывает текстуру измельчаемых материалов.

Поэтому одним из направлений, позволяющих значительно уменьшить затраты электроэнергии на реализацию процессов измельчения, является разработка нового и совершенствование существующего оборудования, реализующего деформацию материалов с приложением усилия в направлении наименьшей их прочности.

Известно, [4-6], что реализация процесса измельчения с использованием пресс-валкового измельчителя (ПВИ) обеспечивает снижение удельного расхода электроэнергии на 25-40% и повышение производительности помольной линии на 30-40%. Это достигается за счет более эффективного способа разрушения материалов (раздавливания со сдвигом), реализуемого в ПВИ. Например: удельный расход электроэнергии, затрачиваемый на предварительное измельчение материалов в ПВИ, составляет 3-4 кВт.ч/т, что соответствует затратам в шаровой мельнице, равным 7-10 кВт.ч./т. Эти агрегаты широко используются на обогатительных фабриках горнорудной промышленности и в цементном производстве. Однако в последние десятилетия из-за неравномерности износа рабочих поверхностей валков по их ширине темпы внедрения пресс-валковых агрегатов снизились. Одной из причин, вызывающих это, является неравномерная подача и распределение материала по ширине валков, что приводит к более интенсивному износу их рабочей поверхности в центре валков. Поэтому на протяжении всего периода эксплуатации пресс-валковых измельчителей предпринимались также попытки разработать технические решения, позволяющие повысить долговечность валков [7-8].

Осуществление направленного силового воздействия и повышение долговечности рабочих органов ПВИ позволяет получить разработанная учеными БГТУ им. В.Г. Шухова конструкция ПВИ с валковым устройством (рис.1). Применение валкового устройства перед подачей материалов к валкам ПВИ позволяет осуществить направленную подачу и равномерно распределить шихту по ширине валков, что дает возможность силового воздействия в направлении наименьшей прочности кусков и снижению энергозатрат на их разрушение, так и более равномерному износу рабочего профиля валков. Однако величина усилия уплотнения оказывает существенное влияние не только на энергетические показатели процесса измельчения, но и на конструктивное исполнение агрегата и во многом определяется положением валика в бункере. Поэтому с целью определения рационального усилия, требуемого на равномерное распределение по ширине и уплотнение материалов в валковом устройстве, рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 2. Положение валика валкового устройства 1 радиуса r по отношению к бункеру 2 зададим через смещение его центра по горизонтали – L и вертикали – l . Угол наклона стенки бункера обозначим через α , угол, с которого начинается уплотнение материала – через β .



Рисунок 1 - ПВИ с валковым устройством: 1-валковое устройство, 2- ПВИ

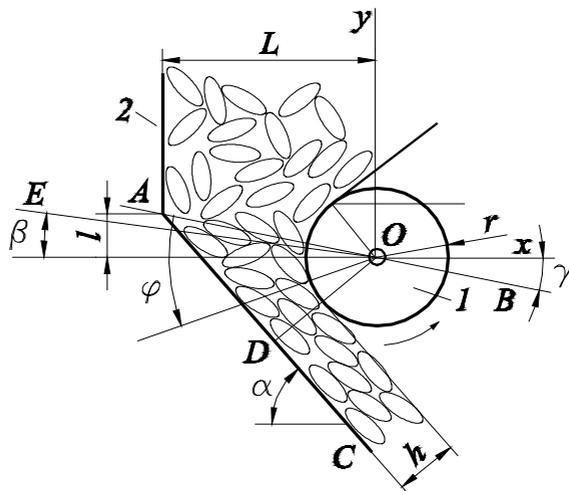


Рис.2. Расчетная схема механизма уплотнения

Толщина слоя материала h "на выходе" (вдоль луча OD) может быть рассчитана по формуле:

$$h = \sqrt{L^2 + l^2} \sin(\alpha - \gamma) - r, \quad (1)$$

где угол γ (угол наклона прямой AOB к горизонтали) находится из соотношения

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{l}{L}.$$

Процесс уплотнения начинается с момента попадания частиц материала на линию OE . Полагая, что сила воздействия валика прямо пропорциональна величине уплотнения материала, определим величину уплотнения по мере перемещения материала.

Уравнение прямой OE в полярных координатах ρ, φ (угол φ отсчитывается от прямой OA), имеет вид:

$$\rho \cos(\varphi - \theta) = p, \quad (2)$$

где параметры θ, p определяются формулами,

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha + \gamma, \quad p = h + r. \quad (3)$$

Изменение радиальной составляющей в зависимости от угла φ определяется по уравнению:

$$\Delta \rho(\varphi) = \rho(\beta) - \rho(\varphi), \quad (4)$$

где $\varphi \geq \beta$.

После ряда преобразований получим:

$$\Delta \rho(\varphi) = \frac{4(h+r) \cos\left(\alpha - \gamma + \frac{\varphi + \beta}{2}\right) \sin\left(\frac{\varphi - \beta}{2}\right)}{(\cos(\varphi - \beta) - \cos(2(\alpha - \gamma) + \varphi + \beta))}. \quad (5)$$

Построим зависимости $\Delta \rho(\varphi)$ от высоты l (высоты превышения угловой точки A над центром вала) при $\alpha = 50^\circ$, $\beta = 17^\circ$, $L = 55$ см, $r = 20$ см, приняв расчетный коэффициент уплотнения равный, соответственно, 1,19; 1,24; 1,29 и 1,35 (рис.3).

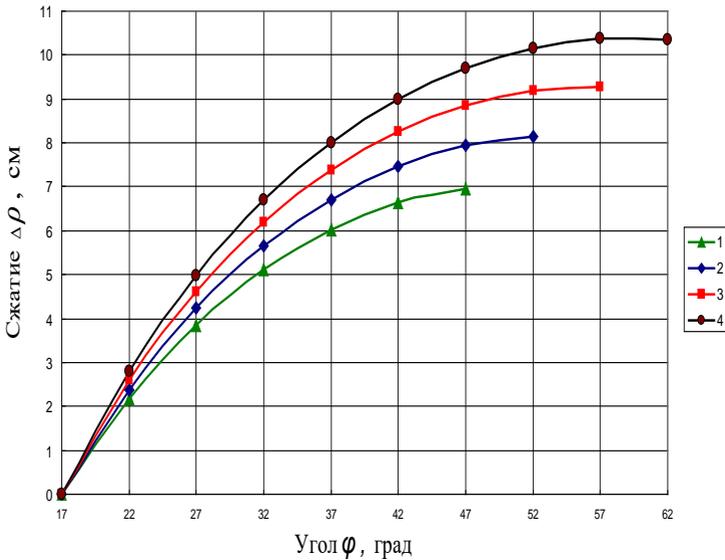


Рисунок 3 - Величина сжатия материала в зависимости от величины угла φ :

1 - $l = 10$ см; 2 - $l = 13$ см; 3 - $l = 16$ см; 4 - $l = 19$ см

На поверхность валика в зоне уплотнения действует распределенная нагрузка со стороны уплотняемого материала q (q - это сила, приходящаяся на единицу площади поверхности, имеет размерность Н/м²).

Тогда суммарная сила, с которой валок воздействует на материал,

определяется по формуле:

$$F = \iint_{(S)} q ds, \quad (6)$$

где S – площадь, к которой приложена распределенная нагрузка.

На стадии уплотнения, когда отсутствует разрушение частиц материала, интенсивность распределенной силы прямо пропорциональна величине уменьшения радиальной составляющей $\Delta \rho$ (рис. 4).

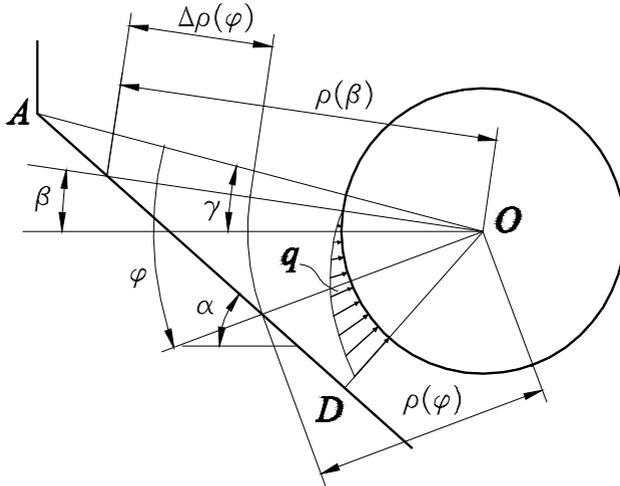


Рисунок 4. - К расчету интенсивности распределенной нагрузки q

Таким образом, интенсивность q можно определить по следующей формуле:

$$q = \mu \Delta \rho, \quad (7)$$

где μ – коэффициент пропорциональности, зависящий от характеристик уплотняемого материала (гранулометрического состава, формы и деформируемости частиц и др.), размерность этого коэффициента – Н/м³. Физическая интерпретация коэффициента μ состоит в следующем: это величина силы, которую надо приложить для уменьшения на единицу объема материала.

Таким образом, считая нагрузку равномерно распределенной вдоль оси валка, получим:

$$dF = \mu \Delta \rho ds, \quad (8)$$

где ds – элемент поверхности валика, определяется формулой $ds = r d\varphi db$, db – линейный элемент длины вдоль образующей поверхности валика.

Таким образом, формула для вычисления силы воздействия валика на материал определяется формулой:

$$F = \iint_{(S)} \mu \Delta \rho r d\varphi db = \mu r b (h+r) \int_{\beta}^{\varphi_{\max}} \left(\frac{h+r}{\sin(\alpha-\gamma+\beta)} - \frac{h+r}{\sin(\alpha-\gamma+\varphi)} \right) d\varphi, \quad (9)$$

где b – ширина валика, φ_{\max} – максимальное значение угла φ .

Как следует из рисунка 2, $\varphi_{\max} = \angle AOD = \frac{\pi}{2} - \alpha + \gamma$.

Для вычисления интеграла (9) сделаем замену $\xi = \alpha - \gamma + \varphi$, тогда

$$F = \mu r b (h+r) \left(\frac{\pi/2 - \psi}{\sin(\psi)} + \ln \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right), \quad (10)$$

где $\psi = \alpha - \gamma + \beta$.

Поскольку, как уже отмечалось выше, величина параметра μ зависит от свойств уплотняемого материала, его значение можно определить экспериментально.

На рис. 5 представлена экспериментально полученная зависимость коэффициента уплотнения k от величины удельной нагрузки q , для двух материалов – известняка органогенного и клинкера.

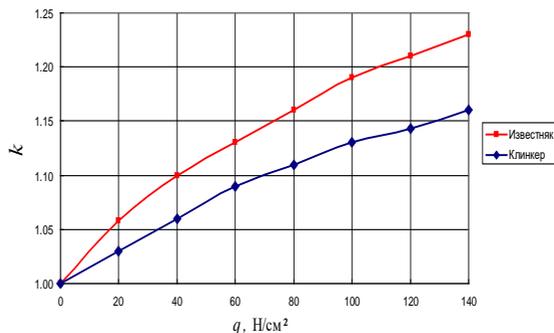


Рисунок 5 - Зависимость коэффициента уплотнения k от удельной нагрузки q

Для использования результатов экспериментальных исследований в целях определения параметра μ , уравнение для расчета k запишем в виде:

$$k = \frac{\rho(\beta) - r}{\rho(\varphi) - r}. \quad (11)$$

Или

$$k - 1 = \frac{\Delta \rho}{\rho(\varphi) - r}. \quad (12)$$

Результаты экспериментальных данных, представленные на рис. 5, преобразуем к виду, когда параметр k является аргументом, а удельная нагрузка q – функцией (рис. 6).

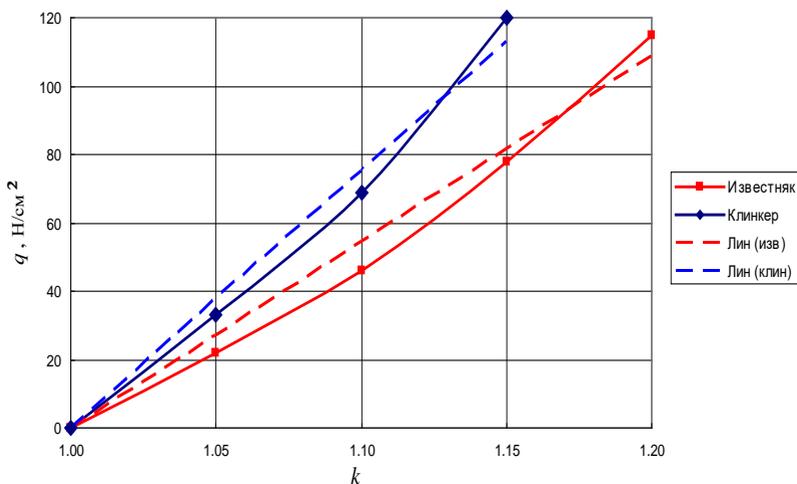


Рисунок 6. Зависимость удельной нагрузки q от коэффициента уплотнения k

Аппроксимировав полученные кривые зависимостей q от k линейными (на рис. 6 изображены пунктиром), получим зависимость:

$$q = a(k - 1), \quad (13)$$

где $a_{\text{изв}} = 545 \text{ Н/см}^2$, $a_{\text{клин}} = 754 \text{ Н/см}^2$.

Величину q и μ находим по следующим выражениям:

$$q = \frac{a}{\rho(\varphi) - r} \Delta \rho, \quad (14)$$

$$\mu = \frac{a}{\rho(\varphi) - r}. \quad (15)$$

При выводе уравнения (10) параметр μ считался величиной постоянной. Учитывая, что изменение ρ при изменении угла φ в пределах от $\varphi = \beta$ до $\varphi = \varphi_{\text{мах}}$ не велико, μ то уравнение можно представить в следующем виде:

$$\mu = \frac{a}{\rho_{\text{ср}} - r}, \quad (16)$$

где
$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho(\beta) - (h + r)}{2}. \quad (17)$$

На рисунке 7,8, в качестве иллюстрации, представлены результаты вычислений по уравнению (10) силы воздействия валика на уплотняемый материал при изменении угла наклона стенки бункера α , радиуса валика r и смещения центра валика по вертикали l при $\beta = 17^\circ$, $l = 5 \text{ см}$, $L = 50 \text{ см}$, $r = 20 \text{ см}$, $b = 50 \text{ см}$, $a = 545 \text{ Н/см}^2$ (известняк органогенный).

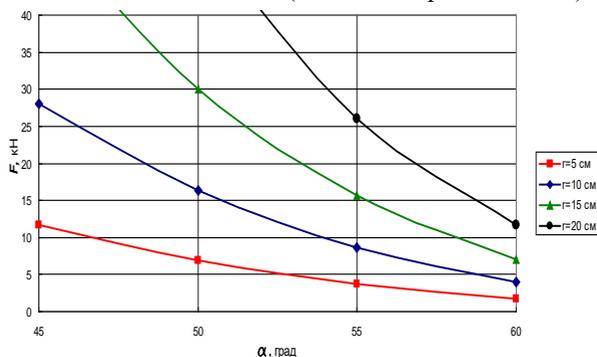


Рисунок 7 - Зависимость силы F от угла α для различных значений r

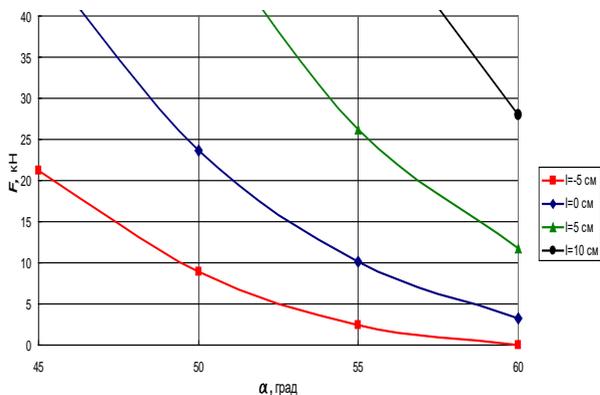


Рисунок 8 - Зависимость силы F от угла α для различных значений l

Закключение. Таким образом, применение валкового устройства перед подачей материалов к валкам ПВИ позволяет уплотнить и равномерно распределить шихту по ширине валков, что приводит к более равномерному их износу по ширине. Проведенные теоретические исследования позволили получить аналитическое выражение для расчета максимального усилия воздействия со стороны уплотняющих валков, необходимое для осуществления направленной подачи и равномерного распределения анизотропных материалов по ширине валков. По уравнению (10) можно определить максимальное усилие предуплотнения F , по которому рассчитываем мощность, необходимую на осуществление распределения по ширине и направленной подачи материалов с анизотропной текстурой в рабочие органы агрегата.

Список литературы

1. Романович А.А. Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов / А.А. Романович, Е.С. Глаголев, А.Н. Бабаевский // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2014. –№5. – С. 102–105.
2. Биннер Й. Технология измельчения и классификация шлака / Й. Биннер, Р. Ассмус, Е.В. Щеголяев // Цемент и его применение. 2006. № 5. – С.31–36.
3. Мельница POLYCOM фирмы KRUP Polysius AG – революция в области дробильного оборудования // Горная промышленность. 1996. №4. – С.20.
4. Tratner R. Modernisierung von Production – sanlagen Guttbett Walzenmuhlen fur Rohmaterial und Klinker // Zement – Kalk – Gips – 1987 - № 7 – P. 354 – 359.

5. Wustner H. Energy – saving with the roller press comminution process. // World Cement. 1986. №3. -P.94-96.

6. Романович А.А. Исследование процесса предуплотнения анизотропных материалов в пресс-валковом измельчителе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. – №1. – С. 56–60.

7. Патент RU № 2420355 C1 B02 с 4/02. Пресс-валковый агрегат с устройством для подачи анизотропных материалов / В.С. Лесовик, А.А. Романович, П.А. Алехин, Л.Г. Романович // Бюл.16 от 10.06.2011г.

8. Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 042091.

9. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Apukhtina I.V. Research kinetic of motion of milling bodies in ball mill, outfit heat-exchange unit and calculation of its energy performance / В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering electronic resource. 2018. С. 042008.

УДК 621.926

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИДНОГО ЩЕБНЯ

Романович А.А., Романович М.А., Чеховской Е.И.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье представлены аналитические исследования по расчету мощности затрачиваемой на создание направленного движения и осуществление раздавливающего деформирования кусков с приложением силового воздействия в заданном направлении.

Ключевые слова: агрегат, кубовидный щебень, мощность, направленное силовое воздействие.

CALCULATION OF POWER OF THE DRIVE OF ENERGY SAVING AG- GREGATE FOR RECEIVING

Romanovich AA, Romanovich MA, Chekhovskoy E.I.¹

1. FGBOU VO Belgorod State Technological University. V.G. Shukhova, Belgorod

The article presents analytical studies on the calculation of the power expended on the creation of directional motion and the implementation of crushing deformation of pieces with the application of force action in a given direction.

Key words: aggregate, cuboid crushed stone, power, directed force action.

Мощность привода агрегата для получения кубовидного щебня, затрачиваемая на выполнение вышеуказанных технологических операций, определяется по формуле:

$$N = \frac{N_{п.в.} + N_{изм} + N_{мп}}{\eta_1}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где $N_{п.в.}$ - мощность, затрачиваемая валковым устройством на создание направленного движения исходного материала, Вт; $N_{изм}$ - мощность, затрачиваемая на создание раздавливающего деформирования сланцевых материалов валками, Вт; $N_{мп}$ - мощность, необходимая на преодоление сил трения в подшипниковых узлах валков, Вт.

Мощность привода, затрачиваемая устройством на создание направленного движения, зависит от максимального усилия F , радиуса валков R_6 и угловой скорости вращения валков $\omega = 2\pi n$.

Будем считать, что процесс создания направленного движения кусков материала начинается с момента попадания частиц материала, которая ограничена углом захвата валика. Начало процесса направленного движения большого влияния на величину суммарной силы взаимодействия материала и валика не имеет, поскольку на начальных стадиях очень мало. Положение валика радиуса r по отношению к бункеру зададим через смещение его центра по горизонтали – L и вертикали – l . Угол наклона стенки бункера обозначим через α , а угол, с которого начинается уплотнение материала, - через β [1-3].

Полагая, что сила воздействия валика, необходимая на создание направленного движения кусков материала, прямо пропорциональна величине его уплотнения, согласно рис. 6, имеем:

$$F = \mu r b (h + r) \left(\frac{\pi / 2 - \psi}{\sin(\psi)} + \ln \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right) \quad (2)$$
$$\psi = \alpha - \gamma + \beta$$

где μ – коэффициент пропорциональности, зависящий от характеристик уплотняемого материала (гранулометрического состава, формы, деформируемости частиц и др.), r - радиус валика, м; b – ширина валика, м; h – толщина слоя сланцевых материалов, м.

Мощность, затрачиваемая на создание раздавливающего дефор-

мирования сланцевых материалов валками, $N_{изм}$ зависит от крутящего момента $M_{кр}$, необходимого на разрушение куска материала и момента трения $M_{тр}$, возникающего в опорах валков [4-6].

Крутящий момент, при создании направленного движения кусков материала, равен:

$$M = F \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3)$$

Максимальное усилие, определяется по формуле:

$$F = G_{сж} \cdot S = G_{сж} \cdot B \cdot h \cdot z, \text{ Н}, \quad (4)$$

где $G_{сж}$ – предел прочности на сжатие куска материала, Н/мм²; S – площадь силового воздействия, м²; B – ширина валков, м; h – толщина зуба в месте контакта с материалом, м; z – количество зубьев, воздействующих с материалом.

Крутящий момент, создаваемый при измельчении материалов, равен:

$$M_{кр} = F \cdot \cos \alpha \cdot R_g = G_{сж} \cdot B \cdot h \cdot (\cos \alpha \cdot R_g / l), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5)$$

где α – угол захвата зубчатыми валками материала, град; l – шаг между зубьями, м.

Мощность, затрачиваемая на создание раздавливающего деформирования сланцевых материалов валками, равна:

$$N_{изм} = 2M_{кр} \cdot \omega \cdot \text{Вт} \quad (6)$$

Момент от сил трения $M_{тр}$ в опорах валков, равен:

$$M_{тр} = \frac{F_{рез} \cdot f_{np} \cdot d_{ц}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (7)$$

где $F_{рез}$ – результирующая сила от максимального усилия измельчения F и силы тяжести валка G_g , Н; f_{np} – коэффициент трения качения, $f_{np} = 0,001$; $d_{ц}$ – диаметр цапфы валка, м.

Результирующая сила определяется по формуле

$$F_{рез} = \sqrt{F^2 + G_g^2}, \text{ Н} \quad (8)$$

Мощность, затрачиваемая на измельчение сланцевых материалов между валками, равна:

$$N_{изм} + N_{тр} = 2(M_{кр \max} + M_{тр}) \cdot \omega, \text{ Вт} \quad (9)$$

$$N = \frac{N_{P.B.} + N_{изм} + N_{тр}}{\eta_1} = \frac{2(M + M_{кр} + M_{тр}) \cdot \omega}{\eta} = \frac{2((F \cdot r) + (F \cdot \cos \alpha \cdot R_e) + (\frac{F_{рез} \cdot f_{тр} \cdot d_u}{2})) \cdot \omega}{\eta} \quad (10)$$

Общая мощность, затрачиваемая валками $N_{P.B.}$ на направленное движение, измельчение сланцевых материала между зубчатыми валками $N_{изм}$ и на преодоление сил трения в опорах валков $N_{тр}$, с учетом КПД привода определяем по формуле 10 [7-10].

По полученному уравнению (10) можно определить мощность, расходуемую на создание направленного движения и осуществление раздавливающего деформирования кусков с приложением силового воздействия в заданном направлении.

Проведенные экспериментальные исследования на опытной установке агрегата для получения кубовидного щебня позволили подтвердить адекватность данного уравнения, расхождение значений мощности привода полученные расчетным и экспериментальным путем составила менее 10%.

Список литературы

1. Романович Л.Г., Евтушенко Е.И., Романович М.А. Малый бизнес сферы инноваций в условиях глобализации / Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 287-290.
2. Vybornova V., Vybornova S., Romanovich L., Romanovich M. The cost reduction - the main condition for sustainable development of industrial enterprises / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 12. № 4. С. 261.
3. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., Kudinov D.V. Innovation activity and business incubators based on institutio of higher education. the experience of russia / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 161-166.
4. Шонерт К., Кноблех О. Измельчение цемента на валковом измельчителе в постели материала / Zement-kalk gips 1986.Т.37. №11. С.1-9.
5. Победа В.К. Пресс-валковые измельчители ОАО «Тяжмаш» / Цемент и его применение. 2007. №4. С. 26.
6. Мерсман М. Й., Крумп. Технология по модернизации цементных заводов фирмы KHD Humboldt Wedag GmbH / Цемент и его применение. 2005. №3. С.40-43.
7. Verich E.D., Egoshin Y.S. Novyj tip mel'nic i ih upravlenie / Gornye mash-

iny i avtomatika. 2005. № 1. С. 41-56.

8. Гзоян Т. Н., Губин С. Л. Совершенствование технологии дробления руд на Михайловском ГОКе. Подготовка сырьевых материалов к металлургическому переделу / Черная металлургия: Бюллетень научно-технической и экономической информации. 2002. № 7. С. 25-26.

9. Егошин Ю.С., Лобинский А.В. Новый век - новый тип мельниц мельница барабанно – валковая / Сборник научных статей современная наука. 2010. №3(5). С.73-76.

10. Носов О.А., Васечкин М.А., Стоянова Н.В. Выбор режимов функционирования технических систем / Автоматизация и современные технологии. 2012. №4. С.6-11.

УДК 621.926

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИДНОГО ЩЕБНЯ ИЗ СЛАНЦЕВЫХ ПОРОД

Романович А.А., Романович М.А., Чеховской Е.И., Агафонов Д.С.¹

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В данной статье приведено подробное описание оптимальной технологической схемы для получения кубовидного щебня из сланцевых пород различных фракций, а также измельчения других, более прочных пород. Так же рассматриваются основные элементы пресс-валкового агрегата, принцип работы и функционально-технические возможности.

Ключевые слова: агрегат, кубовидный щебень, мощность, направленное силовое воздействие.

ANALYSIS OF THE TECHNOLOGICAL SCHEME OF OBTAINING THE CUBIC TISSUE OF THE SLANGE ROCKS

Romanovich AA, Romanovich MA, Chekhovskoy EI, Agafonov DS.¹

*1. FGBOU VO Belgorod State Technological University
V.G. Shukhova, Belgorod*

This article gives a detailed description of the optimal technological scheme for obtaining cube-shaped rubble from shale rocks of various fractions, as well as grinding of other, more solid rocks. The basic elements of the press roller aggregate, the principle of operation and functional and technical capabilities are also considered.

Key words: aggregate, cuboid crushed stone, power, directed force action.

Перед началом разработки технологической схемы с использованием, созданного инженерами БГТУ им. В.Г. Шухова агрегата для получения кубовидного щебня из сланцевых пород, нужно разобраться с каким материалом предстоит работать дробильно-сортировочным заводам.

Сланцы – это горные породы, которые имеют характерную слоистую структуру, состоящую из вытянутых и параллельно расположенных пластин. Такая структура получилась из-за объединения различных минералов.

В данный момент на территории горнодобывающих предприятий находятся огромные объемы сланцевых пород, которые из-за своей структуры не могут иметь необходимые для строительства формы.

Основной проблемой является то, что при измельчении на любой из известных технологических линий получение щебня кубовидной формы практически невозможно или производство влечет за собой огромные затраты и связано это с тем, что при дроблении в отвал уходит большая часть породы, что делает процесс экономически не целесообразным [1-2].

Решением данной проблемы занялись ученые из БГТУ им. В.Г. Шухова, которые разработали агрегат, учитывающий слоистую структуру и способный получать кубовидный щебень с содержанием лещадных кусков в конечном продукте не более 15%.

Следующим этапом после проведения ряда экспериментов по измельчению сланцевых пород, стало внедрение агрегата в одну из существующих технологических линий для получения щебня различных фракций. До внедрения пресс-валкового измельчителя кубовидный щебень получали, используя щековые, конусные, валковые и дробилки ударного действия.

Щековая дробилка является основной машиной и используется для первой стадии дробления, при которой происходит измельчение больших и твердых кусков горных пород. Конусная дробилка является дробилкой второй стадии. Материал прошедший вторую стадию измельчения имеет более мелкие размеры и сортируется на фракции с помощью грохотов. Так же для второй стадии, взамен конусной, используют роторные дробилки. Она обладает низким энергопотреблением и на выходе имеет щебень ровной кубовидной формы, однако в процессе дробления в отвал попадает огромное количество отсева.

В существующих технологических линиях невозможно получать кубовидный щебень из сланца, т.к. при дроблении он рассыпается на множество пластинок.

После внедрения пресс-валкового измельчителя в технологиче-

скую схему её работу можно описать следующим образом.

Рассмотрим схему получения кубовидного щебня с использованием щёковой дробилки на первой стадии дробления и пресс-валкового измельчителя на второй. Данная схема позволяет получать щебень кубовидной формы с содержанием лещадных кусков в готовом продукте не более 10-15%, при этом количество отсева минимальное.

Из карьера, с помощью специальной техники, горную породу забирают и используя грузовики транспортируют и грузят в приёмный бункер. Объём приёмного бункера составляет от 5 до 10 м³.

После этого порода, с помощью ленточного питателя шириной 0,5 м, попадает на первую стадию измельчения, осуществляемая на щёковой дробилке. После дробления куски попадают в вибрационный питатель, который сортирует продукт таким образом, чтобы большие куски отправлялись на вторую стадию, а продукт имеющий необходимые размеры грузиться в автомобиль. Куски прошедшие через питатель отправляются на вторую стадию.

Вторая стадия измельчения осуществляется на пресс-валковом измельчителе, который позволяет измельчать сланцевые породы.

После измельчения на валковом агрегате куски породы попадают на ленточный конвейер, который транспортирует готовый продукт к шнековому питателю. Далее происходит деление на фракции и дальнейшее размещение кусков в накопительные бункера, откуда его грузят в автомобиль [3-4].

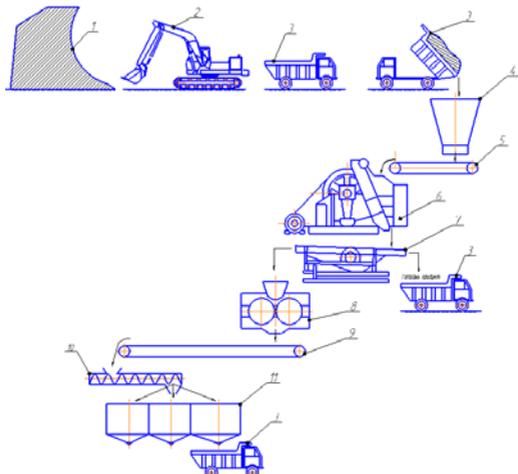


Рисунок 1 - Технологическая схема получения кубовидного щебня с содержанием лещадных кусков 10-15%:

1 – карьер; 2 – экскаватор ЭО-4341; 3 – автомобиль КамАЗ; 4 – приёмный бункер; 5 – ленточный питатель; 6 – щёковая дробилка; 7 – вибрационный питатель; 8 – ПВИ; 9 – ленточный конвейер; 10 – шнековый питатель; 11 – накопительный бункер.

Пресс-валковый агрегат, оснащенный устройством для направленной подачи и специальными зубчатыми валками работает следующим образом. Материал засыпается в приёмный бункер, где кускам с помощью валиков задается строго вертикальное положение. Далее с помощью зубчатых валков материал захватывается и разламывается на несколько кубовидных кусков.

Нами разработана конструкция агрегата с устройством для направленной подачи сланцевых материалов, предназначенная для получения кубовидного щебня путем раздавливания между двумя зубчатыми валками.

Пресс-валковый измельчитель включает в себя следующие основные элементы: устройство для направленной подачи сланцевых пород, зубчатых валков, которые устанавливаются на раме и служат для раздавливания слоистых материалов по направлению наименьшей прочности (рис.2) [5-6].

Устройство для направленной подачи сланцевых материалов состоит из приемного бункера, внутри которого, расположены две подвижные пластины и валики, которые служат для создания направленной подачи кусков сланцевой породы.



Рисунок 2 - Пресс-валковая установка с устройством для направленной подачи.

Список литературы

1. Романович Л.Г., Евтушенко Е.И., Романович М.А. Малый бизнес сферы инноваций в условиях глобализации / Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 287-290.
2. Vybornova V., Vybornova S., Romanovich L., Romanovich M. The cost reduction - the main condition for sustainable development of industrial enterprises / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 12. № 4. С. 261.
3. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., Kudinov D.V. Innovation activity and business incubators based on institutio of higher education. the experience of russia / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 161-166.
4. Гзогян Т. Н., Губин С. Л. Совершенствование технологии дробления руд на Михайловском ГОКе. Подготовка сырьевых материалов к металлургическому переделу / Черная металлургия: Бюллетень научно-технической и экономической информации. 2002. № 7. С. 25-26.
5. Егошин Ю.С., Лобинский А.В. Новый век - новый тип мельниц мельница барабанно – валковая / Сборник научных статей современная наука. 2010. №3(5). С.73-76.
6. Носов О.А., Васечкин М.А., Стоянова Н.В. Выбор режимов функционирования технических систем / Автоматизация и современные технологии. 2012. №4. С.6-11.

УДК 621.926

ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИДНОГО ЩЕБНЯ **Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А., Киселева В.А.¹**

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье приведено описание конструкции и основные технические показатели агрегата для получения кубовидного щебня. Так же подробно описывается конструкция устройства для направленной подачи пород и принцип работы. На обзор вынесены результаты экспериментов на пресс-валковом агрегате и приведено подробное описание актуальности поставленной задачи.

Ключевые слова: агрегат, кубовидный щебень, мощность, направленное силовое воздействие.

REVIEW OF THE DESIGN OF THE UNIT FOR RECEIVING THE CUBE-TWO PITCH
Romanovich AA, Chekhovskoy EI, Romanovich MA, Kiseleva VA.¹

The article describes the design of the unit for the production of cubical crushed stone and presents analytical studies on the calculation of the power expended on the creation of directional motion and the implementation of crushing deformation of pieces with the application of force action in a given direction.

Key words: aggregate, cuboid crushed stone, power, directed force action.

Срок службы дорог, построенных на кубовидном щебне в 2–2,5 раза больше, чем на щебне игловатой и пластинчатой формы. Кубовидный щебень образует устойчивую трехмерную структуру дорожно-полотна, требует меньшего расхода вяжущих – цемента или битума. Лещадные частицы в процессе уплотнения ломаются, образуя «островки» лещадных зерен, что является причиной локальных разрушений дорожных покрытий. Прочность бетона при использовании кубовидного щебня возрастает на 5–10% при одновременном уменьшении расхода цемента на 7–12% и снижении на 3–5% водопотребности бетонной смеси [1].

При производстве щебня кубовидной формы необходимо учитывать, что форма зерен дробленого материала определяется текстурно-структурными особенностями исходной горной породы, используемым оборудованием и технологией переработки.

Согласно отечественных и зарубежных данных для получения щебня кубовидной формы обычно применяют конусные дробилки или дробилки ударного действия, которые позволяют получать щебень, форма зерен которого близка к кубовидной. Однако в этих дробилках достаточно проблематично получать кубовидный щебень при дроблении сланцевых материалов с лещадной текстурой [2].

В соответствии с президентской программой «Дороги России XXI века» потребности в щебеночных материалах для нового строительства, реконструкции и ремонту автомобильных дорог составляет примерно 140 млн. м³ в год. Мировая потребность в щебне превышает 3 млрд. м³ в год, причем за последние десятилетия стоимость щебня, производимого из природного минерального сырья во всем мире, выросла в 2,5–3 раза [3].

В то же время при добыче рудных и нерудных полезных ископаемых ежегодно направляется в отвал десятки миллиардов тонн горных пород, которые по своему минералогическому составу вполне могут

быть использованы при производстве широкой гаммы строительных материалов. Значительное количество среди вскрышных пород занимают сланцевые материалы, имеющие лещадную текстуру и характеризующиеся различными физико-механическими параметрами среды. Это, в свою очередь, предъявляет дополнительные требования к условиям измельчения этих материалов, с учетом их физико-механических характеристик, а, следовательно, к конструкторско-технологическим параметрам дробильного оборудования.

Результаты проведенных исследований показали, что разработанные и используемые как в РФ, так и за рубежом конструкции агрегатов и комплексов не учитывают специфику и текстуру измельчаемых материалов, что затрудняет получение щебня кубовидной формы.

Большинство железорудных месторождений, добыча полезных ископаемых на которых осуществляется открытым способом, содержат отвалы из твердых вскрышных пород. Так, Центрально-черноземный экономический район, на территории которого находятся огромные месторождения КМА, содержит сотни миллионов тонн сланцевых материалов [4-6].

Нами разработана конструкция агрегата с устройством для направленной подачи сланцевых материалов, предназначенная для получения кубовидного щебня путем раздавливания между двумя зубчатыми валками.

Агрегат состоит из устройства, предназначенного для направленной подачи сланцевых материалов и пресс-валкового агрегата (рис.1), включающего в себя установленные на раме валки со сменными зубьями. В зависимости от необходимой фракции конечного продукта можно изменять расстояние между зубьями, путем установки сменного бандажа.

Устройство для направленной подачи состоит из загрузочного бункера и корпуса, внутри которого находятся направляющие валики. Конструкция загрузочного устройства выполнена таким образом, что один из валиком принудительно вращается от электродвигателя, что создает дополнительные усилия при захвате кусков сланцевого материала. Второй валик имеет распирающие пружины, которые могут сжиматься и тем самым, изменяют расстояние между валиками, что способствует захвату породы различных размеров, а также позволяет осуществить выход недробимых тел, которые могут нанести деформации основным рабочим органам [7-10].

После проведения анализа рынка дробильно-помольного оборудования, а так же с учетом потребностей получения качественного кубовидного щебня из сланцевых пород, можно сказать, что проблема

разработки агрегата для измельчения сланцевых материалов с целью получения кубовидного щебня, является весьма актуальной.



Рисунок 1 - Экспериментальная установка агрегата для получения кубовидного щебня

Агрегат для получения кубовидного щебня работает следующим образом. Материал засыпается в приёмный бункер, где с помощью валиков захватывается и направляется в межвалковое пространство, занимая при этом вертикальное положение. Это необходимо для повышения эффективности пресс-валковой установки, за счет раскола материала в направлении минимальной прочности. Далее куски попадают на зубчатые валки, где происходит процесс измельчения и на выходе мы имеем породу кубовидной формы. Размер фракции напрямую зависит от размера между зубьями валков. (рис.2) [13].

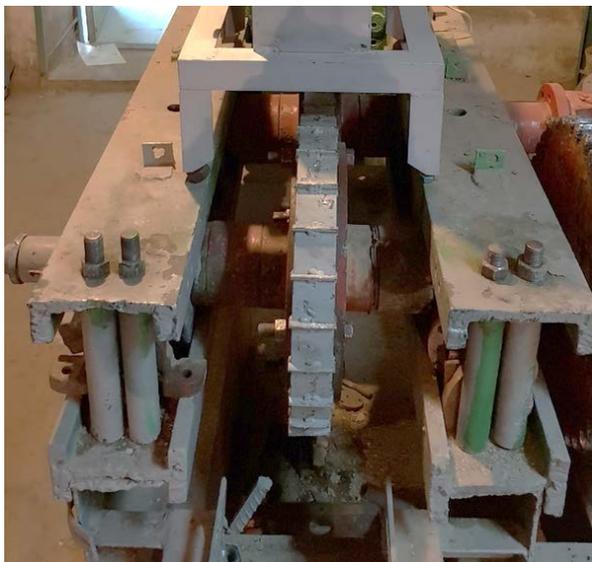


Рисунок 2 - Зубчатые валки ПВИ

Преимущества данной установки заключается в том, что из сланцевого материала, у которого длина значительно больше ширины, в процессе дробления получается кубовидный щебень. Однако при измельчении сланцевых материалов в агрегате с устройством для направленной подачи выполняется следующие технологические операции, на которые затрачивается мощность. Это создание направленного движения и осуществление раздавливающего деформирования кусков с приложением силового воздействия в заданном направлении.

Проведенные экспериментальные исследования на опытной установке агрегата для получения кубовидного щебня позволили подтвердить актуальность затрагиваемой проблемы, а также получилось получить щебень необходимой фракции, который имеет ярко выраженные кубовидные формы (рис. 3-4).



Рисунок 3 – Материал до измельчения



Рисунок 4 – Материал после измельчения на пресс-валковом агрегате
Таким образом, разработанная конструкция агрегата с устройством для направленной подачи сланцевых материалов, позволяет осуществлять направленное движение породы вдоль своей большей оси к зубчатым валкам и тем самым получать щебень кубовидной формы путем раздавливания между двумя зубчатыми валками.

Список литературы

1. Романович Л.Г., Евтушенко Е.И., Романович М.А. Малый бизнес сфе-

ры инноваций в условиях глобализации / Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 287-290.

2. Vybornova V., Vybornova S., Romanovich L., Romanovich M. The cost reduction - the main condition for sustainable development of industrial enterprises / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 12. № 4. С. 261.

3. Romanovich L.G., Evtushenko E.I., Romanovich M.A., Kudinov D.V. Innovation activity and business incubators based on institutio of higher education. the experience of russia / Journal of Applied Engineering Science. 2015. Т. 13. № 3. С. 161-166.

4. Шонерт К., Кноблех О. Измельчение цемента на валковом измельчителе в постели материала / Zement-kalk gips 1986.Т.37. №11. С.1-9.

5. Победа В.К. Пресс-валковые измельчители ОАО «Тяжмаш» / Цемент и его применение. 2007. №4. С. 26.

6. Мерсман М. Й., Крумп. Технология по модернизации цементных заводов фирмы KHD Humboldt Wedag GmbH / Цемент и его применение. 2005. №3. С.40-43.

7. Verich E.D., Egoshin Y.S. Novyj tip mel'nic i ih upravlenie / Gornye mashiny i avtomatika. 2005. № 1. С. 41-56.

8. Гзогян Т. Н., Губин С. Л. Совершенствование технологии дробления руд на Михайловском ГОКе. Подготовка сырьевых материалов к металлургическому переделу / Черная металлургия: Бюллетень научно-технической и экономической информации. 2002. № 7. С. 25-26.

9. Егошин Ю.С., Лобинский А.В. Новый век - новый тип мельниц мельница барабанно – валковая / Сборник научных статей современная наука. 2010. №3(5). С.73-76.

10. Носов О.А., Васечкин М.А., Стоянова Н.В. Выбор режимов функционирования технических систем / Автоматизация и современные технологии. 2012. №4. С.6-11.

УДК 621.01; 66.2

ИСКЛЮЧЕНИЕ ОТРИЦАТЕЛЬНОГО ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ КОПИРА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕЗКИ МЫЛА

Сабиров Б.А¹., Рузиев И.С¹.

*1 – Ургенчский государственный университет. Узбекистан, г. Ургенч
Герасимов М.Д².*

*2 - ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород*

Производство штучных изделий из вязко-пластичных материалов в ряде производственных процессов включает, как правило, две, связанные между собой операции: формование непрерывной ленты и

деление (резка) непрерывной ленты на отдельные изделия. Высокпроизводительные резательные устройства должны обладать точностью выполняемой операции в широком диапазоне скоростей. Работа посвящена описанию влияния профиля копира устройства для резки изделий на его динамические характеристики.

Ключевые слова: вязкопластические материалы, устройство для резки, проектирование профиля копира, динамические характеристики.

EXCEPTION OF THE NEGATIVE INFLUENCE OF THE COPIER PROFILE ON THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE DEVICE FOR CUTTING SOAP

Sabirov B.A., Ruziev I.S.¹

1 - Urgench State University. Uzbekistan.

Gerasimov M.D.²

2 - FGBOU VO Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhova, Belgorod

The production of piece products from viscous-plastic materials in a number of production processes includes, as a rule, two related operations: forming a continuous tape and dividing (cutting) a continuous tape into individual products. High-performance cutting devices must have the accuracy of the operation performed in a wide range of speeds. The work is devoted to the description of the effect of the profile of the copier of the device for cutting products on its dynamic characteristics.

Key words: viscoplastic materials, device for cutting, design of the profile of the copier, dynamic characteristics.

При входе роликов рычага в рабочий профиль копира, а также при его выходе, равно как и на всех нерабочих участках профиля копира, не должно быть резких изменений движения рычагов устройства с закрепленными на них режущими элементами, т.е. процесс вращения барабанов и перемещений рычагов должен быть плавным в течении всего цикла. Резкие изменения в движениях рычагов на переходных участках копира, могут привести к существенным изменениям знака и величин ускорений и соответственно к возникновению значительных динамических нагрузок, оказывающих отрицательное влияние на показатели точности процесса резки.

Наиболее благоприятным, как с точки зрения плавности перемещения элементов устройства, так и с точки зрения простоты обработки копира, является выполнение всех нерабочих участков

профиля в виде окружностей [1]. Для обеспечения плавного перехода рабочего профиля в нерабочие данные окружности, должны быть сопрягаемыми с рабочим профилем. Следовательно, при проектировании полного профиля копира будет стоять задача определения радиуса и координат центра сопрягаемых окружностей

Для того чтобы рабочий профиль плавно сопрягался с окружностью, эти линии должны иметь общую касательную.

При $\alpha = \frac{\pi}{2}$ в конечный момент реза в общем случае $x = S$, так

как для исключения погрешностей размера и формы отрезаемого куска необходимо сохранение постоянного контакта ролика рычага с одной из сторон профиля кулачка (рис.1). Это условие обеспечивается, если угол φ между горизонталью и рычагом отличается от прямого угла.

В таком случае расстояние по оси x от начала до конца резки будет равно

$$x = A + \int_{t_1}^{t_2} kr \frac{d\alpha}{dt} dt = A + kr(\alpha - \alpha_H) \quad (1)$$

При $\alpha = \frac{\pi}{2}$; $x=S$ тогда можно определить положение режущего элемента в конце реза по оси x

$$S = A + kr \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_H \right) \quad (2)$$

где A - путь проходимый режущим элементом в момент реза по оси x

$$A = S - kr \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_H \right)$$

Тогда расстояние по оси x определяется следующим образом

$$x = S - kr \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) + kr(\alpha - \alpha_H) = S + kr \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) \quad (3)$$

С другой стороны по закону движения режущего элемента можно определить угол реза φ

$$S + kr \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) = r \cdot \cos \alpha + l \cdot \sin \varphi$$

$$\sin \varphi = \frac{S + \kappa r \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) - r \cdot \cos \alpha}{l}$$

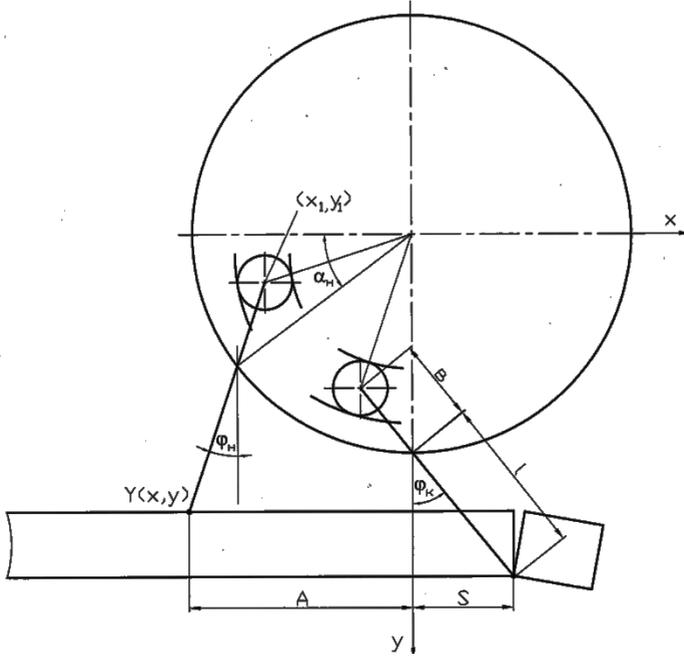


Рис.1.Схема для определения радиуса и координат центра сопрягаемых окружностей для построения общего профиля копира.

Таким образом, угол φ определяется по формуле

$$\varphi = \arcsin \left\{ \frac{S}{l} + \frac{r}{l} \left[\kappa \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) + \cos \alpha \right] \right\} \quad (4)$$

где $\alpha \in \left(0; \frac{\pi}{2} \right)$.

Определив угол φ запишем уравнение общей касательной к точкам сопрягаемой окружности и рабочего профиля следующим образом

$$x'_\alpha = -r \sin \alpha + \frac{r}{l} b \cdot (k - \sin \alpha) \quad (5)$$

$$y'_\alpha = r \cdot \cos \alpha - \frac{r}{l} b \cdot \frac{\left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} \left[k \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) + \cos \alpha \right] \right\}}{\sqrt{1 - \left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} \left[k \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) + \cos \alpha \right] \right\}^2}} \cdot (k - \sin \alpha) \quad (6)$$

Введем обозначение

$$A = \sin \varphi = \left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} \left[k \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) + \cos \alpha \right] \right\}$$

$$B = x'_\alpha = -r \sin \alpha + \frac{r}{l} b (k - \sin \alpha)$$

$$C = y'_\alpha = r \cos \alpha - \frac{r}{l} b (k - \sin \alpha) \frac{A}{\sqrt{1 - A^2}}$$

$$D = y'_x = \frac{y'_\alpha}{x'_\alpha} = \frac{C}{B}$$

Так как коэффициент касательной к точкам сопрягаемой окружности определяется [2,3,4]

$$y'_x = \frac{y'_\alpha}{x'_\alpha}, \quad (7)$$

то отсюда следует

$$y'_x = \frac{r \cos \alpha - \frac{r}{l} b \cdot (k - \sin \alpha) \cdot \frac{A}{\sqrt{1 - A^2}}}{B} \quad (8)$$

Уравнение радиуса окружности, сопрягаемой с началом рабочего участка профиля, записывается

$$y - y_0 = -\frac{1}{y'_x(x)} (x - x_0) \quad (9)$$

Тогда для нашего случая, учитывая, что рабочий профиль копира занимает один нижний квадрант окружности, можно считать, что центры сопрягаемых окружностей будут располагаться на линии $y = x$

(при $\alpha = 45^\circ 2$). В таком случае можно записать

$$y - y_0 = -\frac{1}{y'_x(x)}(y - x_0) = -\frac{y}{y'_x(x)} + \frac{x_0}{y'_x(x)}$$

$$y + \frac{y}{y'_x(x)} = y_0 + \frac{x_0}{y'_x(x)}$$

$$y = \frac{y_0 + \frac{x_0}{y'_x(x)}}{1 + \frac{1}{y'_x(x)}} = \frac{x_0 + y_0 \cdot y'_x(x)}{y'_x(x) + 1}$$

Или в наших выражениях

$$y = \frac{x_0 + y_0 \cdot y'_x(x)}{y'_x(x) + 1} = \frac{x_0 + y_0 D}{1 + D} \quad (10)$$

Как было описано выше, центры сопрягаемых окружностей будут располагаться на линии $y = x$, поэтому достаточно определить координату x_1 .

$$x_0 + y_0 = \frac{r[\sin \alpha]_{x=x_0} - \frac{r}{l} b \cdot (k - [\sin \alpha]_{x=x_0})}{\frac{\left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} [k(\alpha)_{x=x_0} - \frac{\pi}{2}] + [\cos \alpha]_{x=x_0} \right\}}{r \cdot [\cos \alpha]_{x=x_0} - \frac{r}{l} b (k - [\sin \alpha]_{x=x_0}) \cdot \sqrt{1 - \left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} [k([\alpha]_{x=x_0} - \frac{\pi}{2}] + [\cos \alpha]_{x=x} \right\}^2}}}} \quad (11)$$

$$x_1 = \frac{r \cdot [\sin \alpha]_{x=x_0} - \frac{r}{l} b \cdot (k - [\sin \alpha]_{x=x_0})}{\frac{\left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} \left[k([\alpha]_{x=x_0} - \frac{\pi}{2}) + [\cos \alpha]_{x=x_0} \right] \right\}}{r[\cos \alpha]_{x=x_0} - \frac{r}{l} b \cdot (k - [\sin \alpha]_{x=x_0}) \cdot \sqrt{1 - \left\{ \frac{s}{l} + \frac{r}{l} [k([\alpha]_{x=x_0} - \frac{\pi}{2}) + [\cos \alpha]_{x=x_0}] \right\}^2}}}}$$

После определения координаты центра круга сопряжения, получаем возможность определить радиус окружности и практический профиль копира.

Длина радиуса круга сопряжения

$$R = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (12)$$

Так как $x = y$ то

$$R = \sqrt{(y - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (13)$$

При входе в рабочий профиль длина R_1 радиуса круга сопряжения определяется следующим образом

$$R_1 = \sqrt{(y_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2} \quad (14)$$

Определив длину радиуса круга и координату центра окружности, можно записать уравнение практического профиля копира.

Известно, что уравнение практического профиля копира имеет следующий вид

$$\begin{cases} y_n = y_1 \pm \frac{Rx'_1}{\sqrt{(x'_1)^2 + (y'_1)^2}} \\ x_n = x_1 \pm \frac{Ry'_1}{\sqrt{(x'_1)^2 + (y'_1)^2}} \end{cases} \quad (15)$$

Из этого можно записать

$$\begin{cases} x_\pi = x_1 \pm R \sin \beta \\ y_n = y_1 \pm R \cos \beta \end{cases} \quad (16)$$

где $tg \beta = y'_1(x_1)$, (+) - внешний, (-) - внутренний профиль двухстороннего копира.

При выходе рычага из рабочего профиля, должна сохраняться плавность его перемещения и поэтому также как и при входе, необходимо сопрягать рабочий профиль копира окружностями.

Определив радиусы и координаты центра этих окружностей, получаем возможность для построения общего профиля копира. Для получения общего профиля копира определяем центр радиуса окружности для сопряжения окружностей при входе в рабочий профиль и при его выходе, располагающийся посередине их координат, тем самым, обеспечивая плавность перемещения рычагов.

Как показывает практика формования керамических и полимерных вязко-упруго-пластичных материалов [5,6,7], данное

резательное устройство может быть адаптировано для производства керамических фарфоровых заготовок и керамического кирпича сырца.

Вывод. Форма рабочего профиля копира резательного устройства должна быть образована чередующимися поверхностями, имеющими в своей основе окружности, с предварительно рассчитанными радиусами, в зависимости от входных параметров – геометрии готовых изделий. Точность определения радиусов кривизны проектируемых участков копира определяют динамические характеристики резательного устройства.

Список литературы

1. Сабиров Б.А. Юлдашев Т.Ю. Сабирова В.М. Устройство для резки непрерывного пластичного бруса. Авт.свид.№1147026, 1984
2. Молчанов И. В. Технологическое оборудование жироперерабатывающих производств. - М: Пищевая промышленность, 1965. - 510с.
3. Журавлев А. М. Гозенпут Л. Д. Оборудование жироперерабатывающих предприятий. - М: Пищевая промышленность, 1997. - 328с.
4. Рузиев И.С. Методика проектирования устройства для резки непрерывного пластичного бруса // Проблемы механики. - Ташкент, 2007. - №3. - С. 63-64.
5. Герасимов М.Д. Теоретические и технические основы совершенствования шнековых прессов для формования керамических строительных материалов: монография/ М. Д. Герасимов. Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. -161 с.
6. Дуганов В.Я., Любимый Н. С., Тетерина И.А. Применение комбинированного гидроцилиндра в датчиках точных измерений для МРС / Технические науки - от теории к практике: сб. ст. по матер. IV междунар. науч.-практ. конф. № 2(55). – Новосибирск: СибАК, 2016. – С. 96-102.
7. Любимый Н. С., М.С. Чепчуров, Б.С. Четвериков Патент РФ № 155384. Датчик для точных измерений линейных размеров. опубли.10.10.2015, Бюл. №28.

УДК 621.926

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ АГРЕГАТ С ЦЕПНЫМ РАБОЧИМ ОБОРУДОВАНИЕМ

*Сиваченко Л.А.*¹

1. Белорусско-Российский ун-т, г. Могилев

*Потанов В.А.*²,

2. Барановичский государственный ун-т, г. Барановичи

*Сиваченко Т.Л.*³

3. «Промышленные технологии и комплексы», г. Могилев

Описана проблема переработки неоднородных и сложных по со-

ставу и свойствам материалов. Изложена идеология создания оборудования для ее решения и приведена конструкция цепного агрегата для проведения его технологических испытаний в производственных условиях.

Ключевые слова: цепной агрегат, влажные материалы, механизм разрушения, переработка материалов, рабочий орган, механоактивация, ресурсосбережение.

MULTIFUNCTIONAL TECHNOLOGICAL UNIT WITH CHAIN OPERATING EQUIPMENT

Sivachenko L.A.¹

1. Belarusian-Russian University, Mogilev

Potapov V.A.²,

2. The Baranavichy State un-t, Baranovichi

Sivachenko T.L.³

3. « Industrial technologies and complexes», Mogilev

The problem of processing heterogeneous and complex in composition and properties of materials is described. The ideology of creation of the equipment for its decision is stated and the design of the chain unit for carrying out of its technological tests in industrial conditions is resulted.

Keywords: chain aggregate, wet materials, destruction mechanism, material processing, working organ, mechanoactivation, resource saving.

В дорожной и строительной отраслях важной задачей является совершенствование технологического оборудования с целью обеспечения энерго – и ресурсосбережения при проведении практически всех видов работ, связанных с переработкой сырьевых и техногенных материалов, производства различных видов строительных материалов, комплексного использования промышленных и бытовых отходов. К осуществляемым при этом основным процессам следует отнести: измельчение, грохочение, гранулирование, водоудаление, механоактивация, управление структурой дисперсных сред и т.д.

В качестве используемого для этих целей оборудования особую группу образуют машины, связанные с переработкой неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов. Особые проблемы при их эксплуатации связаны с изменчивостью реологических свойств и дисперсного состава, в т.ч. влажности и наличия посторонних включений. Дальнейшее развитие этого класса оборудования требует разработки новых подходов к их проектированию.

При работе с влажными налипающими материалами с наличием в

них посторонних включений в первую очередь требуется устранить наслоения и забивания рабочих органов исходной сырьевой массой. Это можно осуществить различными способами. По нашему мнению, одним из них является выполнение рабочей камеры и измельчающих органов совмещенными между собой, например, в виде подвижного цепного полотна с зубчатыми элементами.

Такое техническое решение исключает поломку рабочего оборудования и налипание материала на элементы конструкции, а также позволяет удалять из рабочей зоны крупные недробимые включения. Кроме того, рыхлительно-измельчительное просеивающее устройство подобного типа хорошо вписывается в агрегат с одновременной продувкой потоком атмосферного воздуха, концентрируемым в рабочей зоне посредством конфузора.

Идеология выполняемой работы при этом сводится к получению однородного, по зерновому составу продукта с поверхностных слоёв которого удаляется основная часть несвязанной (свободной) воды, а материал приобретает сыпучесть и его далее легко перерабатывать известными способами.

В основу разрабатываемой конструкции положен принцип совмещения в одном агрегате нескольких технологических операций, реализации адаптивных методов воздействия на обрабатываемые материалы и максимальной унификации узлов и деталей нового оборудования.

Для практической реализации предлагаемого подхода разработана опытная конструкция цепного агрегата, конструктивная схема которого приведена на рисунке 1.

Основу конструкции составляют полотна цепных завес, которые образуют двухлотковую рабочую камеру и оснащены активизаторами процесса в виде зубьев-стержней. Подвешенные на подвижной штанге цепные завесы под действием кривошипно-шатунного привода совершают колебательные перемещения с большими амплитудами, что обеспечивает высокую интенсивность процесса измельчения.

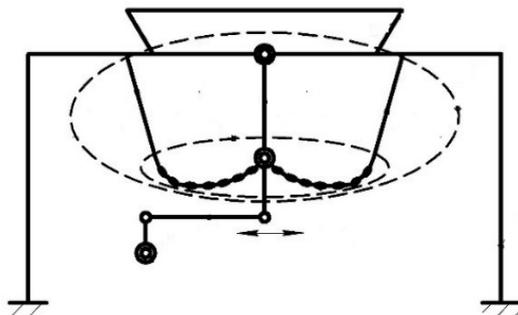


Рис. 1. Конструктивная схема опытного образца цепного агрегата

Общий вид опытного образца цепного агрегата представлен на рисунке 2, его рабочее оборудование – на рисунке 3, а техническая характеристика дана в таблице 1.



Рис. 2. Общий вид опытного образца цепного агрегата



Рис. 3. Рабочее оборудование цепного агрегата, вид сбоку

Таблица 1

Техническая характеристика опытного образца цепного агрегата

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	значение
1	2	3	4
1	Обрабатываемые материалы		Влажные карьерные материалы, ТБО, формовочные массы, техногенное сырье и т.д.
2	Размеры приемного отверстия в плане	мм	700x600
3	Максимальные размеры кусков исходного материала	мм	250
4	Размеры частиц измельченного материала, менее	мм	30
5	Прочность на сжатие $R_{сж}$ кусков обрабатываемого материала	МПа	<15
6	Влажность перерабатываемых продуктов	%	15-50
7	Тип рабочего оборудования		Цепное полотно с зубьями
8	Мощность приводного электродвигателя	кВт	3,0
9	Напряжение питания	В	380
10	Частота вращения вала электродвигателя	Min ⁻¹	950
11	Частота двойных ходов шатунного механизма	с ⁻¹	50-475
12	Рабочий ход приводной штанги	мм	100/120/140/160/180
13	Производительность агрегата по проходу материала	т/час	0,5-3,0
14	Габаритные размеры: длина ширина высота	мм	1120 890 1250
15	Масса	кг	240

Созданная конструкция разработана на основе анализа большого числа технических решений цепных измельчителей, в необходимой степени учитывает весь цикл выполненных ранее поисковых исследований и отражает потенциальные возможности по переработке различных материалов [1,2]. Конструктивно-технологическое исполнение

агрегатов с цепными рабочими органами, характеризующимися развитой поверхностью воздействия на измельчаемые материалы, открывает дополнительные возможности в создании новых конструкций агрегатов для комплексной переработки природных и техногенных материалов анизотропной структуры [3].

Цепной агрегат изготовлен под условия его мобильной доставки и установки на промышленных производствах с целью проведения полномасштабных технологических испытаний и исследования его функциональных возможностей и определения области рационального использования.

Список литературы

1. Сиваченко Л.А. Проблемы переработка влажных сырьевых материалов и пути их решения / Л. А. Сиваченко, В. В. Кутузов, А. М. Ровский, И. А. Реутский // Инженер-механик. – 2015. – № 1. – С. 16–20.
2. Сиваченко Л.А. Цепные технологические агрегаты многоцелевого назначения и их развитие / Л.А. Сиваченко, А.М. Ровский, И. А. Реутский // Вестник Белорус.-Рос. ун-та, №1, 2016.-С. 78-86.
3. Севостьянов В.С. Научно-практические основы создания иглофрезерных измельчителей многоцелевого назначения / В.С. Севостьянов, Т.Л. Сиваченко, М.В. Севостьянов, П.Ю. Горягин, В.А. Бабуков, Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, №3, 2018, - С. 107-115.

УДК 621

АСИММЕТРИЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ МОДУЛЕЙ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Тоджиев Р.Ж¹., Саддулаев Х. М¹.,

1. Ферганский политехнический институт

Герасимов М.Д²., Воробьёв Н. Д².,

2. ФГБОУ Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова

В статье рассматривается вопрос определения условий получения наибольшей асимметрии величины рабочей (исполнительной) и холостой составляющей суммарной вынуждающей силы вибрационного модуля, состоящего из двух вибраторов, генерирующих направленные колебания в одной, например вертикальной, плоскости.

Задачи: получение математической модели изменения величины ускорения в пределах одного цикла; определение условий получения наибольшей асимметрии вынуждающей силы, для двух работающих совместно вибраторов; создание методики расчёта параметров для получения наибольшей асимметрии вынуждающей силы.

Ключевые слова: вибратор с направленными колебаниями, блок вибраторов, вынуждающая сила, асимметричные колебания, коэффициент динамичности.

ASYMMETRICAL VIBRATIONS OF VIBRATION MODULES OF BUILDING AND ROAD MACHINES

Todjiev R.J², Saddulaev H. M¹.

1. Ferghana Polytechnic Institute

Gerasimov M.D², Vorobiyov N. D².

2. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

The problem of determining the conditions for obtaining the greatest asymmetry in the value of the working (executive) and idle component of the total forcing force of the vibrational module consisting of two vibrators generating directional oscillations in one, for example, vertical, plane is considered in the article.

Tasks: reducing a mathematical model for changing the value of acceleration within a single cycle; determination of the conditions for obtaining the greatest asymmetry of the driving force, for two vibrators working together; creation of a technique of calculation of parameters for reception of the greatest asymmetry of a compulsory force

Keywords: vibrator with directional oscillations, vibrator unit, forcing force, asymmetric oscillations, dynamic coefficient.

Существует целый класс дебалансных строительных вибраторов, которые генерируют круговые колебания. Эти вибраторы нашли широкое применение в вибрационной технике в силу своей простоты и универсальности. Однако, круг решаемых производственных и технологических задач вибраторы с круговыми колебаниями решают не всегда эффективно. В целом ряде технологических процессов необходимо использовать направленные колебания, вынуждающая сила которых действует вдоль прямой линии. При направленных колебаниях вынуждающая сила поочерёдно изменяет своё направление на противоположное через каждую половину периода цикла нагружения.

Как правило, действие направленной вынуждающей вибрационной силы направлено на выполнении полезной работы в одном направлении. В противоположном направлении действие вынуждающей силы может отрицательно влиять на технологический процесс, например, погружатели свай, пригрузочные виброплиты и др. Для компенсации вредного влияния «холостого» хода вынуждающей силы

могут служить колебания с асимметричной вынуждающей силой.

Асимметричная вынуждающая сила характеризуется тем, что при направленных колебаниях её величина в одном направлении, например «холостом», составляет единицу, ($F_{xx}=1,0$), а в противоположном, «рабочем», (F_p), несколько единиц: два, три и т.д. Такое соотношение называют коэффициентом динамичности (k_d), который может составлять:

$$k_d = F_p / F_{xx} = (1+\Delta) \dots 2 \dots n.$$

где Δ – любое число большее нуля, $\Delta > 0$; n – число, характеризующее соотношение F_p / F_{xx} .

Асимметричные колебания имеют ряд преимуществ. Они позволяют снизить массу вибрационной машины, а главное, обеспечить работу вибрационного узла в диапазоне, максимально приближенного к резонансу.

Механические колебания в технике характеризуются рядом параметров, среди которых выделяются: частота, амплитуда, перемещение, виброскорость, виброускорение, вынуждающая сила, направление вынуждающей силы, форма колебаний.

По форме колебаний наибольшее распространение получили вибрационные машины с круговыми, эллиптическими и направленными колебаниями.

В целом ряде случаев, предпочтительными являются направленные колебания: при сортировке щебня на грохотах, при уплотнении элементов дорожной одежды вибрационными катками, при забивании свай и шпунтов, и др.

Однако, промышленность не располагает вибраторами направленных колебаний и вопрос создания таких колебаний решается путём заключения в единый механизм двух вибраторов с круговыми колебаниями, линия действия суммарной вынуждающей силы которых и её точка приложения остаются постоянными и не подлежат гибкой переналадке.

В ряде отраслей промышленности задачу получения направленных колебаний с регулированием направления линии действия вынуждающей силы и её точки приложения можно решать, используя современные технические решения создания вибраторов планетарного типа [1,2], рис. 1,2.



Рис. 1. Опытно-промышленный образец вибратора направленных действий с виброгенератором кассетного типа.



Рис. 2. Кассета виброгенератора с мощностью 1.0-1,5 кВт

Не менее важным вопросом реализации современных вибрационных процессов является создание вибрационных машин с асимметричной вынуждающей силой. То есть, явление при котором величина амплитудного значения вынуждающей силы в рабочем направлении, например при забивке свай, кратно превышает величину вынуждающей силы, действующую в противоположном, холостом, направлении [3,4,5].

Получение асимметричной вынуждающей силы основано на сложении двух и более механических колебаниях, имеющих разные частоты колебаний, массы дебалансов и статические моменты дебалансов.

Простейшим механизмом является вибрационный механизм с двумя синхронизированными виброгенераторами.

Если собирается система последовательно соединённых вибрационных механизмов направленных колебаний планетарного типа рассматриваемых в [2,3], то колебание каждого механизма в отдельности будет вносить следующий вклад в ускорение:

$$a_i = \left(\frac{\pi n_i}{20}\right)^2 R_i \cos\left(\frac{\pi n_i}{20} t - \varphi_{0i}\right).$$

Поставим задачу сложения 2-х колебаний при следующих исходных данных: $R_1/R_2 = 100/50$ мм, $n_1/n_2 = 500/1000$ об/мин.

Для начала рассмотрим задачу в общем виде. Массу первого дебаланса m_1 принимаем за условную единицу и тогда $m_2 = k_m m_1$. Следовательно, сила развиваемая каждым вибровозбудителем направленно го действия равна

$$F_1 = m_1 a_1 = m_1 \omega_1^2 R_1 \cos(\omega_1 t - \varphi_1),$$

$$F_2 = m_2 a_2 = k_m m_1 a_2 = k_m m_1 \omega_2^2 R_2 \cos(\omega_2 t - \varphi_2),$$

и, следовательно, суммарная сила действия обеих вибровозбудителей будет равна

$$F = F_1 + F_2 = m_1 \omega_1^2 R_1 \cos(\omega_1 t - \varphi_1) + k_m m_1 \omega_2^2 R_2 \cos(\omega_2 t - \varphi_2), \quad (1)$$

С другой стороны

$$F = (m_1 + m_2) a = (m_1 + k_m m_1) a = m_1 (1 + k_m) a. \quad (2)$$

Приравнявая левые части (1) и (2), получим

$$m_1 (1 + k_m) a = m_1 \omega_1^2 R_1 \cos(\omega_1 t - \varphi_1) + k_m m_1 \omega_2^2 R_2 \cos(\omega_2 t - \varphi_2)$$

или

$$(1 + k_m) a = \omega_1^2 R_1 \cos(\omega_1 t - \varphi_1) + k_m \omega_2^2 R_2 \cos(\omega_2 t - \varphi_2). \quad (3)$$

Имеем следующие обозначения:

$$\frac{m_2}{m_1} = k_m, \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = k_\omega, \quad \frac{R_2}{R_1} = k_R, \quad \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = k_\varphi. \quad (4)$$

Тогда (3) можно переписать в виде

$$(1 + k_m) a = \omega_1^2 R_1 \cos(\omega_1 t - \varphi_1) + k_m k_\omega^2 \omega_1^2 k_R R_1 \cos(k_\omega \omega_1 t - k_\varphi \varphi_1)$$

Откуда можно перейти к безразмерному ускорению, разделив обе части полученного уравнения на $\omega_1^2 R_1$:

$$\frac{(1+k_m)}{\omega_1^2 R_1} a = \cos(\omega_1 t - \varphi_1) + k_m k_\omega^2 k_R \cos(k_\omega \omega_1 t - k_\varphi \varphi_1). \quad (5)$$

Уравнение (5) является функцией для нахождения безразмерного ускорения $\frac{(1+k_m)}{\omega_1^2 R_1} a$ в зависимости от управляющих параметров ω_1 , φ_1 , k_m , k_ω , k_R , k_φ , (абсциссой является время t), то есть

$$a_{\text{безразм}} = f(t, p) = f(t, \omega_1, \varphi_1, k_m, k_\omega, k_R, k_\varphi). \quad (6)$$

Смысл каждого параметра по отдельности ясен либо из их физического смысла, либо из соотношений (4). Видно также, что комплекс $k_m k_\omega^2 k_R$ также играет важную роль в определении формы результирующего колебания.

Таким образом, из (5) следует, что безразмерное ускорение будет иметь вид полигармонического колебания

$$a_{\text{безразм}} = \cos \alpha + b \cos \beta, \quad (7)$$

где $\alpha = \omega_1 t - \varphi_1$, $b = k_m k_\omega^2 k_R$, $\beta = k_\omega \omega_1 t - k_\varphi \varphi_1$. Одно из таких полигармонических колебаний показано на рис. 1.

Переход от безразмерного ускорения к размерному осуществляется по формуле

$$a = \frac{\omega_1^2 R_1}{1+k_m} a_{\text{безразм}} = \frac{\omega_1^2 R_1}{1+k_m} (\cos \alpha + b \cos \beta), \quad (8)$$

где определяющим является комплекс параметров $\frac{\omega_1^2 R_1}{1+k_m}$. А сила развиваемая системой двух колеблющихся дебалансов будет равна

$$F = m_1(1+k_m)a = m_1 \omega_1^2 R_1 (\cos \alpha + b \cos \beta). \quad (9)$$

Таким образом, ускорение системы двух дебалансов будет функцией от двух групп параметров (не считая времени): одна группа определяет колебания первого дебаланса ω_1 , φ_1 , R_1 , а вторая – колебания второго дебаланса через относительные коэффициенты k_m , k_ω , k_R , k_φ ; то есть

$$a = a(t, \omega_1, \varphi_1, R_1, k_m, k_\omega, k_R, k_\varphi). \quad (10)$$

Аналогично, сила будет функцией от 9 параметров:

$$F = F(t, m_1, \omega_1, \varphi_1, R_1, k_m, k_\omega, k_R, k_\varphi). \quad (11)$$

Как видно из формул (8) и (9), и ускорение, и сила, развиваемая системой двух дебалансов, являются полигармоническими колебаниями, которые отличаются от (7) только множителями. В зависимости от технического задания для виброгенератора, можно получать результирующую полигармонику разной формы, изменяя значения параметров в функциях (10) и (11).

Например, если мы хотим получить максимальную положительную величину для полигармонического колебания, то складываемые гармоники должны иметь нулевую начальную фазу, то есть параметры φ_1 и k_φ надо зафиксировать, приравняв их нулю. Если мы хотим получить максимальную отрицательную величину для амплитуды полигармоники, то параметры φ_1 и k_φ надо зафиксировать, при этом $\varphi_1 = \pi$, $k_\varphi = 1$. Если надо синхронизировать нулевую точку колебаний, то $\varphi_1 = \pi/2$, $k_\varphi = \pm 1$.

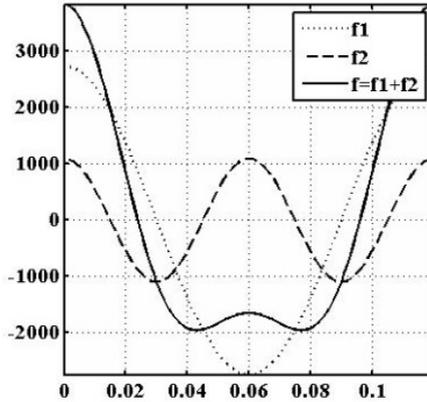


Рис. 1. Полигармоническое колебание f , являющееся линейной комбинацией гармонических колебаний f_1 и f_2

Вернёмся к нашим данным:

$$R_1/R_2 = 100/50 \text{ мм}, n_1/n_2 = 500/1000 \text{ об/мин},$$

имеем

$$k_R = \frac{1}{2}, k_{\omega} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = 2, \omega_1 = 50 \text{ с}^{-1}.$$

то есть зафиксированы значения параметров k_{ω} , k_R , k_{φ} . В этом случае остаются только три параметра для управления безразмерным ускорением. Это начальная фаза первого вибровозбудителя φ_1 , коэффициент массы k_m и коэффициент начальной фазы k_{φ} :

$$a_{\text{безразм}} = \cos(50t - \varphi_1) + 2k_m \cos(100t - k_{\varphi}\varphi_1). \quad (12)$$

Аналогично, для управления ускорением a и силой F остаются 4 и 5 параметров, соответственно. Для ускорения – это φ_1 , R_1 , k_m , k_{φ} , а для силы – m_1 , φ_1 , R_1 , k_m , k_{φ} .

Если ещё дополнительно положить $\varphi_1 = 0$, (и, следовательно значение k_{φ} перестанет быть управляющим параметром), то останется:

- единственный регулирующий параметр для безразмерного ускорения – коэффициент массы k_m :

$$a_{\text{безразм}} = \cos(50t) + 2k_m \cos(100t); \quad (13)$$

- два управляющих параметра для ускорения – R_1 , k_m :

$$a = \frac{250}{1+k_m} [\cos(50t) + 2k_m \cos(100t)]; \quad (14)$$

- три управляющих параметра для силы – m_1 , R_1 , k_m :

$$F = 250m_1 [\cos(50t) + 2k_m \cos(100t)]. \quad (15)$$

Исследуем экстремумы полигармонического колебания (13), считая его функцией от k_m : $a_{\text{безразм}} = a_{\text{безразм}}(k_m)$. В этом случае

$$a'_{\text{безразм}} = -2k_m \sin 100t, \quad (16)$$

и точки экстремума (см. сплошную линию на рис.1) определяются решениями уравнения

$$\sin 100t = 0, \quad (17)$$

то есть это точки $100t = 0$, $100t = \pi$, $100t = 2\pi$ и $100t = 3\pi$. То есть это точки $t = 0$, $\frac{1}{100}\pi$, $\frac{2}{100}\pi$, $\frac{3}{100}\pi$. При этом, первая и третья точки являются точками максимума, а вторая и четвёртая – точками минимума. Таким образом, экстремальные значения исследуемого полигармонического колебания (13) будут равны:

1-ый максимум

$$a_{\text{безразм},1} = \cos 0 + 2k_m \cos 0 = 1 + 2k_m; \quad (18a)$$

1-ый минимум

$$a_{\text{безразм},2} = \cos \frac{\pi}{2} + 2k_m \cos 2 \frac{\pi}{2} = -2k_m; \quad (18б)$$

2-ой максимум

$$a_{\text{безразм},3} = \cos \pi + 2k_m \cos 2\pi = -1 + 2k_m; \quad (18в)$$

2-ой минимум

$$a_{\text{безразм},4} = \cos \frac{3\pi}{2} + 2k_m \cos 3\pi = -2k_m. \quad (18г)$$

Аналогично, для ускорения:

1-ый максимум

$$a_1 = 250 \frac{1+2k_m}{1+k_m} = 250 \left(1 + \frac{k_m}{1+k_m}\right); \quad (19a)$$

1-ый минимум

$$a_2 = -250 \frac{2k_m}{1+k_m} = -\frac{500k_m}{1+k_m} = -250 \left(1 + \frac{k_m-1}{k_m+1}\right); \quad (19б)$$

2-ой максимум

$$a_3 = 250 \frac{2k_m-1}{1+k_m} = 250 \left(1 + \frac{k_m-2}{k_m+1}\right); \quad (19в)$$

2-ой минимум

$$a_4 = -250 \frac{2k_m}{1+k_m} = -\frac{500k_m}{1+k_m} = -250 \left(1 + \frac{k_m-1}{k_m+1}\right). \quad (19г)$$

И для силы:

1-ый максимум

$$F_1 = 250m_1(1 + 2k_m); \quad (20a)$$

1-ый минимум

$$F_2 = -500m_1k_m; \quad (20б)$$

2-ой максимум

$$F_3 = 250m_1(-1 + 2k_m); \quad (20в)$$

2-ой минимум

$$F_4 = -500m_1k_m. \quad (20г)$$

Для вибрационного механизма важным параметром является коэффициент асимметрии, который в данных обозначениях равен:

- для безразмерного ускорения

$$K_{\text{безразм}} = \left| \frac{a_{\text{безразм}1}}{a_{\text{безразм}2}} \right| = \frac{1+2k_m}{2k_m} = 1 + \frac{1}{2k_m}; \quad (21)$$

- для ускорения

$$K_a = \left| \frac{a_1}{a_2} \right| = \frac{1+2k_m}{2k_m} = 1 + \frac{1}{2k_m}; \quad (22)$$

- для силы

$$K_F = \left| \frac{F_1}{F_2} \right| = \frac{1+2k_m}{2k_m} = 1 + \frac{1}{2k_m}; \quad (23)$$

Как видим из (21)–(23), коэффициенты асимметрии одинаковы, что и ожидалось, поскольку, как говорилось выше, все три колебания (7)–(9) отличаются друг от друга только множителями.

Расчёт, согласно полученной методики оценки асимметричных колебаний при исходных данных: $R_1/R_2 = 100/50$ мм, $n_1/n_2 = 500/1000$ об/мин, $m_1 = 10$ кг, $k_m = 1/2$ позволили получить коэффициент асимметрии: $K = 2$, а наибольшее значение силы при этом 3000 Н.

Вывод. Проведённый анализ создания направленных колебаний системы из двух виброгенераторов позволяет по (11) найти зависимость результирующей силы $F = F(t, m_1, \omega_1, \varphi_1, R_1, k_m, k_\omega, k_R, k_\varphi)$ как функцию от нескольких параметров вида (9):

$$F = m_1(1 + k_m)a = m_1\omega_1^2R_1(\cos \alpha + b \cos \beta),$$

где $\alpha = \omega_1 t - \varphi_1$, $b = k_m k_\omega^2 k_R$, $\beta = k_\omega \omega_1 t - k_\varphi \varphi_1$. Обозначения коэффициентов $k_m, k_\omega, k_R, k_\varphi$ раскрываются в (4). Анализ полученной функциональной зависимости $F = F(t, m_1, \omega_1, \varphi_1, R_1, k_m, k_\omega, k_R, k_\varphi)$ позволяет определить диапазоны рабочего и холостого хода, коэффициент асимметрии и амплитудные значения силы.

Список литературы

1. Герасимов М. Д., Исаев И. К. Способ направленных колебаний и устройство для его осуществления. Патент RU 2381078 С2, В06В 1/00, 24.12.2007.
2. Герасимов М. Д., Герасимов Д. М., Исаев И. К. и др. Одновальный планетарный вибратор направленных колебаний. Патент RU 2381078, Заявка № 2012 133129 от 2014.01.13.
3. Герасимов М. Д., Мкртычев О. В. Кинематический анализ вибрационного механизма планетарного типа / Science Time. – 2014. № 4. – С. 44 – 57.
4. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах / Строительные и дорожные механизмы. – 2014. №1. С. 35 – 38.
5. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М. Определение закона движения, скорости и ускорения центра масс планетарного вибровозбудителя / Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2013. №12. – С. 8 – 11.
6. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник / Под. ред. В. А. Баумана и др. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
Michail Dmitrievitch Gerasimov, Oleg Vitalievich Mkrtychev, Viktor Anatolevich Stepanistchev and Vladimir Semenovich Sevost'yanov, 2014. Calculation of Main Kinematic Characteristics of the Single-Shaft Vibrator with Aimed Fluctuations. Research Journal of Applied Sciences, 9: 855-861.
<http://medwelljournals.com/abstract/?doi=rjasci.2014.855.861>

УДК 621.86

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЩЕБНЕОЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ЩОМ-1400

Шубин А.А.¹, Донченко М.В.¹

1. ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), г. Калуга

Представлены варианты модернизации элементов щебнеочистительной машины ЩОМ-1400. А именно, предлагается оснастить пробивщик балласта дополнительными сменными рабочими органами, а также использовать дополнительный рабочий орган для выемки балласта.

Ключевые слова: Щебнеочистительная машина, вырезка балласта, очистка балластного слоя, пробивщик балласта, сменный рабочий орган.

MODERNIZATION OF BALLAST CLEANING MACHINE ЩОМ-1400
Shubin A.A.¹, Donchenko M.V.¹

1. Moscow State Technical University named after N.E. Bauman
(Kaluga Branch), Kaluga

Presents options to the modernization of elements of ballast cleaning machine ЩОМ-1400. Namely, to equip ballast puncher additional interchangeable working bodies, and also use additional work body to excavate the ballast.

Keywords: Ballast cleaning machine, ballast cutting, cleaning the ballast layer, ballast puncher, interchangeable working body.

Залогом бесперебойности и обеспечения безопасности работы железнодорожного транспорта является своевременное обслуживание и ремонт железнодорожных путей. В зависимости от состояния железнодорожного полотна конкретной ветки предусматривается разный объём работ, начиная с текущего технического обслуживания, заканчивая капитальным ремонтом железнодорожного пути [1].

Для очистки балласта при среднем и капитальном ремонте железнодорожного пути для восстановления упругости щебёночного слоя и его дренирующих свойств, а также для улучшения несущей способности балластной призмы широко используются щебнеочистительные машины различных типов.

Стандартной процедурой подготовки к работе для щебнеочистительных машин наиболее распространённой конструкции является помещение подпутной балки, а также нескольких соединённых звеньев баровой цепи под рельсошпальную решётку с последующим соединением этого фрагмента и балки с основной частью рабочего органа на машине. Данная операция подразумевает предварительное ослабление креплений и сдвиг шпал, а также выемку балласта (вручную, с помощью мини-экскаватора, либо же с помощью различного навесного оборудования для более тяжёлой техники), что ведёт к дополнительным временным затратам [2].

Одно из наиболее простых решений данной проблемы в виде применения устройства для пробивки шпальных ящиков представлено на ЩОМ 1400 (рис. 1 а), который состоит из двух модулей (А), работающих синхронно. Также, в качестве его модернизации и расширения функциональности, было предложено оснастить пробивщик дополнительными сменными рабочими органами «лопатами» (рис. 1 б) [3].

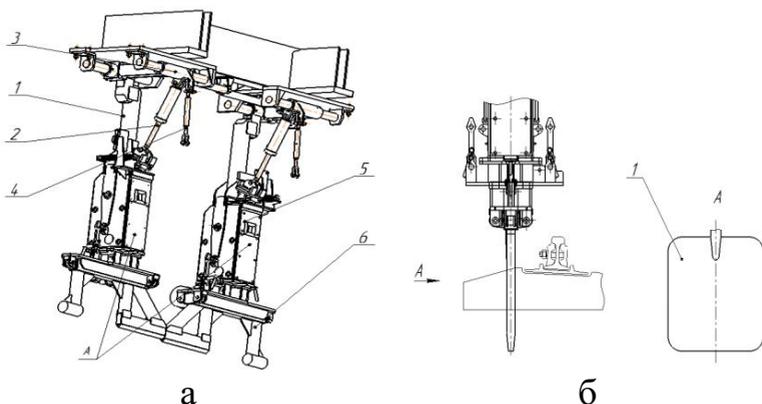


Рисунок 1 – Устройство для пробивки шпальных ящиков и его модернизация:
 а – пробивщик: 1 – кронштейн; 2 – гидроцилиндры транспортного положения;
 3 – гидроцилиндры горизонтального перемещения; 4 – талреп;
 5–гидроцилиндр вертикального перемещения; 6 – рабочий орган «рамка»
 б – модернизация рабочего органа: 1 – «лопата»

Другим решением проблемы является отдельный рабочий орган, позволяющий механизировать процесс выемки балласта, установленный непосредственно на саму щебнеочистительную машину, что исключит использование дополнительной техники, а также приведет к сокращению временных и материальных затрат. Подобное устройство используются в качестве навесного оборудования на экскаваторы. Данный рабочий орган (рис. 2) состоит из рамы и закрепленных на ней наружных и внутренних скребков, которые приводятся в движение с помощью гидроцилиндров.

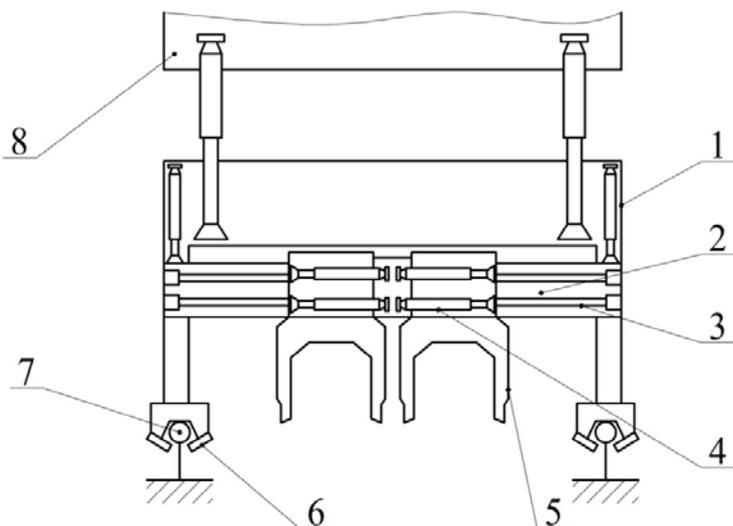


Рисунок 2 – Схема устройства выемки балласта:
 1 – рама; 2 – поперечная балка; 3 – направляющие; 4 – гидроцилиндры;
 5 – рабочие органы; 6 – ролики; 7 – рельс; 8 – рама машины

Конструкция располагается под несущей рамой щебнеочистительной машины перпендикулярно железнодорожному пути. В рабочем положении орган опускается вниз, захватывая рельсы с помощью роликов, что исключает нежелательные боковые смещения и придает всей конструкции требуемую жесткость. Далее при помощи перпендикулярных движений скребок, а также перемещений конструкции вверх и вниз, осуществляется очистка шпальных ящиков от балласта, после чего рабочий орган устанавливается в транспортное положение и далее выполняются вышеописанные операции с помещением баровой цепи под рельсошпальную решетку. Подобный рабочий орган можно разместить непосредственно в зоне прямой видимости оператора для управления процессом из кабины, однако такое расположение существенно сокращает видимость основного рабочего процесса машины данного типа, а именно – вырезки балласта. Кроме того, это сопряжено с рядом других проблем, среди которых крайне ограниченное свободное пространство между кабиной оператора и гидроцилиндрами, управляющими положением баровой цепи. Также возможен вариант размещения вне прямой видимости оператора. При этом для управления процессом используется внешний пульт.

Данный рабочий орган при установке его на щебнеочистительные машины позволит существенно снизить временные затраты, а также исключит физический труд и привлечение дополнительной техники, что приведет к повышению эффективности использования рабочего «окна».

Список литературы:

1. «Региональный Центр Инновационных Технологий» Путевые машины применяемые в ОАО «РЖД» Конструкция, теория и расчет. <http://rcit.su/techinfo33.html>

2. Путевые машины: Учебник для вузов ж.-д. транс/ С.А. Соломонов, М.В.Попович, В.М. Бугаенко и др. Под ред. С.А. Соломонова. — М.: Жел-дориздат 2000 — 756 с.

3. Повышение эффективности использования щебнеочистительных машин: Н.С. Гладышев, А.А. Шубин Наукоемкие технологии в приборо – и машиностроении и развитие инновационной длительности в ВУЗе, Материалы научно-технической конференции — МГТУ.: Калуга, 2016. — Т.3, с. 170 - 203 с.

УДК 621.928.97

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ В ПРОИЗВОДСТВЕ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ *Эргашев Н.А.¹, Алиматов Б.А.², Герасимов М.Д.², Дикевич А.В.²*

- 1. Ферганский политехнический институт, г. Фергана.*
- 2. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г.Шухова, г. Белгород*

В условиях производства дорожно-строительных материалов предъявляются высокие требования к очистке отходящих от агрегатов газов. Традиционно используемые двухступенчатые системы очистки газов не всегда обеспечивают содержание пылевидных частиц в отходящих газах до санитарно-допустимых норм. Предлагается конструкция мокрого пылеуловителя для использования на второй ступени системы пылеочистки отходящих газов.

Ключевые слова: материалы, дорожно-строительные, производство, газы, отходящие, пылеулавливание.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF DUST COLLECTION IN THE PRODUCTION OF ROAD CONSTRUCTION MATERIALS

Ergashev N.A.¹, Alimatov B. A.², Gerasimov M. D.², Dykewicz, A.

1. Fergana Polytechnic Institute, Fergana city.

2. Belgorod state technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

In the conditions of production of road-building materials there are high requirements for the purification of off-gases from agri-gates. Traditionally used two-stage gas cleaning systems do not always bring the content of dust particles in the exhaust gases to sanitary standards. The design of a wet dust collector for use at the second stage of the exhaust gas dust treatment system is proposed.

Keywords: materials, construction, manufacturing, gases, exhaust, dust collection.

В мокрых пылеуловителях наиболее успешно осуществляется санитарная доочистка промышленных газов [1] и для достижения более высокой степени обеспыливания газов с повышенным содержанием пыли устанавливают две-три ступени пылеуловителей. Так, при пылеулавливании отходящих газов асфальтосмесительной установки предусмотрена двухступенчатая система очистки, состоящая из группового циклона и мокрого пылеуловителя типа «Ротоклон-N». Однако из-за высокой температуры отходящих газов, указанный пылеуловитель оказался малоэффективным. Поэтому возникла необходимость в использовании на второй ступени очистки газов другого типа пылеуловителя.

Нами для осуществления данного процесса предложен высокоэффективный мокрый пылеуловитель с прямоточно-вихревыми контактными элементами, который успешно зарекомендовал себя в процессах очистки газов.

С целью выявления основных рабочих параметров пылеуловителя [2] с прямоточно-вихревыми контактными элементами, была создана экспериментальная установка, схема которой представлена на рис.1.

Воздух подавался с помощью вентилятора 1 в металлическую трубу 3 с внутренним диаметром 100 мм, при этом расход воздуха изменялся с помощью заслонки 2 и измерялся при помощи трубки Пито 4 и дифманометра 5.

Воздушный поток запылялся пылью, доставленной из цеха Ферганского асфальтобетонного завода, с помощью уроства 6, пред-

ставляющего шнековый питатель с бункером и регулируемым приводом. Запыленность газового потока определялась нами по общепринятой методике [2] с помощью пылезаборной трубки 7, фильтродержателя 8 и асpirатора 9

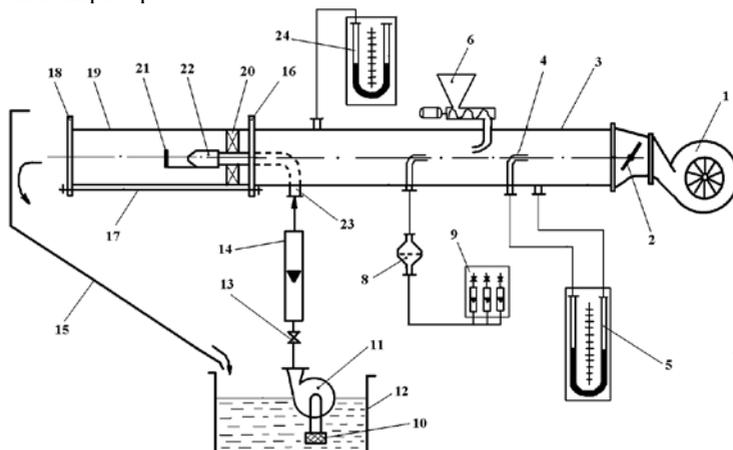


Рис.1. Схема экспериментальной установки

Вода на орошение контактных элементов подавалась из емкости 12 центробежным насосом 11, на всасывающей патрубке которого был установлен фильтр 10 с обратным клапаном. Расход воды на орошение контактного элемента регулировался с помощью вентиля 13 и измерялся ротаметром 14 типа РС-3. При работе установки был предусмотрен обратный цикл водоснабжения, т.е. после контактного элемента пылеуловителя вода сливалась по желобу 15 в емкость 12 и оттуда вновь насосом 11 подавалась к контактному элементу.

На левом (по рис.1) торце трубы 3 был приварен фланец 16, к которому с помощью шпилек 17 и накидного фланца 18 крепилась стеклянная обечайка 19 для проведения визуальных наблюдений за характером процессов в прямоточно-вихревом контактном элементе.

Для возможного изменения конструктивных параметров завихрителя газового потока 20, а также взаимного расположения распылителя воды 21 и завихрителя 20, отбойника водяной струи 22 и распылителя 21, ввод воды в контактный элемент производился по вваренному к трубе 3 патрубку 23. При этом на левом конце патрубка 23 была нарезана резьба длиной около 100 мм, что позволяло изменять взаимное расположение указанных выше элементов их простым проворачиванием по резьбе.

Гидравлическое сопротивление прямоточно-вихревого контактного элемента пылеуловителя измерялось нами при помощи дифманометра 24.

После отработки всех конструктивных элементов пылеуловителя по гидродинамическим параметрам и проведения предварительных экспериментов по определению эффективности аппарата, эксперименты по установлению массообменных характеристик аппарата были в основном перенесены на Ферганский асфальтобетонный завод, где установка подключалась к пылегазовому тракту после групповых циклонов асфальтосмесительной установки.

При проведении экспериментальных исследований изменяемыми параметрами установки были:

- 1) завихрители пылегазового потока с углами атаки 30, 45 и 60°;
- 2) количество подаваемого пылегазового потока;
- 3) количество воды на орошение контактного элемента.

Поскольку предварительными экспериментами было выявлено слабое влияние изменения угла атаки газового потока от 45° до 60° на эффективность пылеулавливания, то, с учетом гидравлического сопротивления аппарата при указанных углах атаки, нами все контрольные эксперименты были проведены с завихрителем, у которого угол атаки газового потока равнялся 45°.

При угле же атаки газового потока 30° эффективность аппарата была значительно меньше, чем при углах 45° и 60°, что объясняется нами слабым проявлением и влиянием инерционных сил на процесс пылеулавливания.

В табл.1 представлены результаты по исследованию массообменных характеристик пылеуловителя на реальных промышленных средах Ферганского асфальтобетонного завода.

Таблица 1
Результаты экспериментального исследования массообмена в пылеуловителе с прямоточно-вихревыми контактными элементами

№	G_{Γ}	v_{Γ}	Δp	$C_{нач}$	$C_{кон}$	$G_{в}$	α^0	η
п/п	m^3 / c	m / c	Па	$г / m^3$	$г / m^3$	$m^3 / час$	градус	%
1	0,088	5,0	160	6,60	0,5	0,04	45	92,42
2	0,176	10,0	345	6,55	0,43	0,04	45	93,43

3	0,264	15,0	550	6,60	0,35	0,04	45	94,70
4	0,352	20,0	720	6,55	0,32	0,04	45	95,11
5	0,264	15,0	536	6,60	0,52	0,03	45	92,12
6	0,176	10,0	340	6,60	0,57	0,03	45	91,36
7	0,088	5,0	155	6,60	0,63	0,03	45	90,45
8	0,264	15,0	510	6,55	0,75	0,04	30	88,54

В табл.1 приняты следующие условные обозначения:

G_g –расход газа; v_g – приведенная скорость газа в контактном элементе; Δp –гидравлическое сопротивление аппарата; $C_{нач}$ – начальная концентрация пыли; $C_{кон}$ –конечная концентрация пыли; G_v –расход воды; α^0 –угол атаки газового потока; η –эффективность улавливания пыли.

Данные табл.1 были использованы нами при проектировании опытно-промышленного варианта пылеуловителя с прямоточно-вихревыми контактными элементами.

Список литературы

1. Дмитриев А.В., Калимуллин И.Р., Николаев Н.И. Перспективы использования аппаратов прямоточно-вихревого типа для очистки крупнотоннажных газовых выбросов промышленных предприятий. Изв. ВУЗов. Хим. и хим. техн., 2010, № 3. С. 125-127.
2. Шиляев М.И., Шиляев А.М., Грищенко Е.П. Методы расчета пылеуловителей. Учебное пособие. Томск: ТГАСУ, 2006. -385 с.
3. Коузов П.А. и др. Очистка от пыли газов и воздуха в химической промышленности. Л.: Химия, 1982. –256 с.

УДК 621.928.97

ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ В МОКРОМ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ *Эргашев Н.А.¹, Алиматов Б.А.², Дикевич А.В.²*

1. Ферганский политехнический институт, г. Фергана, Узбекистан
2. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г.Шухова,

При производстве большинства дорожно-строительных мате-

риалов в атмосферу выделяется огромное количество вредных пылевых выбросов, концентрация которых в атмосферном воздухе как правило превышает санитарно-допустимые нормы из-за недостаточной эффективности пылеулавливающего оборудования. Предлагается новая конструкция мокрого пылеуловителя с малыми энергозатратами для использования в производстве асфальтобетона.

Ключевые слова: асфальтобетон, производство, пыль, выбросы, пылеуловитель, затраты энергии.

*ENERGY WET SCRUBBER IN THE PRODUCTION OF ROAD
CONSTRUCTION MATERIALS*

Ergashev NA.¹, Alimatov B. A.², Dikevich A.V.²

1. Fergana Polytechnic Institute, Fergana, Uzbekistan

2. Belgorod state technological University. V. G. Shukhov,

In the manufacture of most road construction materials in the atmosphere produces a huge amount of harmful dust emissions, the concentration of which in the ambient air usually exceeds the sanitary and acceptable norms because of the lack of effectiveness of the dust removal equipment. A new design of a wet dust collector with low energy consumption for use in the production of asphalt concrete is proposed.

Keywords: asphalt concrete, production, dust, emissions, dust collector, energy costs.

В целях рационального использования природных ресурсов и охраны природной среды на промышленных предприятиях осуществляется широкий комплекс практических мероприятий, обеспечивающих снижение вредных газовых и пылевых выбросов в атмосферный воздух.

Все большее внимание уделяется созданию безотходных технологий, которые позволяют не только обеспечить охрану окружающей среды от загрязнений, но и повысить эффективность производства за счет экономии сырья и других природных ресурсов, за счет интенсификации улавливания отдельных компонентов при использовании высокоэффективного нового оборудования или при повышении интенсивности действующего.

Первым этапом на пути создания безотходной технологии является снижение количества отходов и возможно полное их вторичное или оборотное использование в производстве.

Применительно к очистке вентиляционных выбросов возникает необходимость использования совершенных и высокоскоростных ме-

тодов и соответствующего оборудования для полного извлечения примесей из воздушных и газовых выбросов. Очистка больших газовых выбросов является сложным гидромеханическим процессом [1]. Цель такого процесса - разделение газовых неоднородных систем, т.е. доведение состава газовых выбросов до состава атмосферы.

К потенциальным загрязнителям атмосферы можно отнести промышленность строительных материалов, тепловые электростанции, химическую и нефтехимическую промышленности, транспорт, добывающие отрасли и др.

Большое количество пылевых отходов выделяется во многих технологических процессах получения дорожно-строительных материалов, например цемента, асфальтобетона, бетона и др. Благодаря осуществленным специалистами Ферганского асфальтобетонного завода организационным и техническим мероприятиям с внедрением современных технологий и оборудования, значительно снижены пылевые выбросы на стадиях дробления и помола сырьевых материалов, мест перераспределения движения сырья и полуфабрикатов и др..

Острой проблемой для предприятия остаются пылегазовые выбросы цеха производства асфальтобетона. При общем расходе запыленных газов от асфальтосмесительной установки в количестве 10500 $\text{м}^3/\text{час}$, запыленность газов на выходе составляет до 306 $\text{кг}/\text{час}$ или 0,03 $\text{кг}/\text{м}^3$ очищаемых газов. При этом наличие в отходящих газах влаги не позволяет использовать для улавливания подобной пыли высокоэффективные рукавные фильтры, а использование других типов фильтрационного оборудования (например, электрофильтров) является в данном случае экономически невыгодным. Поэтому одним из путей снижения и исключения загрязнения атмосферы пылевыми выбросами асфальтосмесительной установки является использование высокоэффективных мокрых пылеулавливающих аппаратов.

К таким аппаратам обычно относятся мокрые скрубберы (с насадкой, центробежные, ротоклоны, пенные и турбулентные аппараты [2,3]). Основные технико-экономические показатели работы мокрых пылеуловителей приведены в табл.1 [4].

Таблица 1

Тип пылеуловителя	Скорость газов, м/с	Температура газов, °С	Запыленность газов, Г/М ³		Осаждают частицы более, мкм	Гидравлическое сопротивление, Па	Эффективность, %
			на входе	на выходе			
Мокрые пылеуловители: а) протоклон	до 6	до 400	до 20	0,1 - 1	1	600 – 1000	90 – 99
	-	до 400	до 20	0,1 - 1	0,5	-	95–99,9

Как видно из табл.1, в турбулентно-скоростных мокрых пылеуловителях, к которым относится и предлагаемый нами аппарат, скорость газов и гидравлическое сопротивление определяются экспериментально применительно к конкретной конструкции аппарата и технологическому процессу очистки газов.

На рис.1 представлена конструкция разработанного нами пылеуловителя с прямоточно-вихревыми контактными элементами, который может быть использован не только при очистке пылегазовых выбросов, но и при абсорбционной очистке газов от газообразных вредных компонентов.

Внутри корпуса 1 прямоугольного, квадратного или круглого поперечного сечения установлено полотно 2 с укрепленными в нем контактными элементами 3 в виде цилиндрических патрубков.

В каждый контактный элемент подается жидкость (вода) по трубкам 4, питание которых осуществляется по вертикальным коллекторам 5, число которых равно числу трубок 4 в горизонтальном ряду (на рис.1 таких труб 3).

Нижние концы труб входят в емкость коробчатого сечения 6, куда подается вода от насоса и равномерно распределяется по трубам 5.

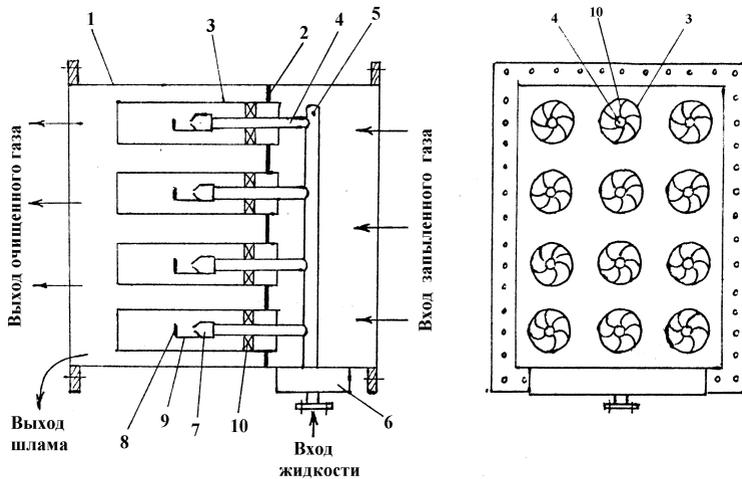


Рис.1. Пылеуловитель с прямоточно-вихревыми контактными элементами: 1-корпус; 2-полотно; 3-контактные элементы; 4-трубка подачи воды; 5-коллектор для воды; 6-распределитель; 7-распылитель; 8-отражатель; 9-пластина; 10-завихритель газового потока

На концах трубок 4 установлены распылители жидкости (воды), имеющие круглые отражатели струи 8, прикрепленные к распылителям 7 с помощью пластин 9. В концах распылителей 7 высверлены отверстия небольших размеров, напротив которых и установлены отражатели струи 8. На месте входа газового потока и установлены отражатели завихрители газового потока 10.

Работает пылеуловитель следующим образом. Запыленный газ поступает по общему трубопроводу от вентилятора (или дымососа), распределяется по контактными элементами 3 и закручивается от ударов о лопасти завихрителей газового потока 10.

Жидкость (вода) подается в пылеуловитель с помощью насоса, равномерно распределяется по трубкам 5 (ввиду гидравлического сопротивления отверстий распылителей), выходит с большой скоростью из отверстий распылителей 7 и дробится на большое количество мелких капель при ударе об отражатели 8. Закрученный газовый поток подхватывает образовавшиеся капли жидкости и распределяет их тонкой пленкой по внутренней поверхности контактного элемента 3.

Высокая эффективность пылеулавливания в таком аппарате обусловлена двумя основными факторами. Во-первых, частицы пыли улавливаются при прохождении газа через сплошную завесу из водя-

ных капель; во-вторых, частицы пыли улавливаются на пленку жидкости, которая движется по внутренней поверхности контактного элемента 3 прямолинейному движению закрученного газового потока.

Исследование гидравлического сопротивления аппарата осуществлено нами на специально разработанной экспериментальной установке, смонтированной в лаборатории, а также в реальных производственных условиях Ферганского асфальтобетонного завода.

В первой серии экспериментов нами устанавливались оптимальное соотношение диаметра отверстий в распылителе воды и расстояние от указанного отверстия до отражателя 8 (рис.1).

В исследованном диапазоне для скорости газового потока 10-20 м/с для всех типов завихрителей с углом атаки 30° , 45° и 60° наиболее оптимальным оказался диаметр отверстия распылителя 2,5 мм и расстояние от отверстия до отбойника 20 мм при внутреннем диаметре контактного элемента 100 мм. При этом водяная пленка двигалась по внутренней поверхности контактного элемента без срыва, что очень важно для исключения осаждения пыли на поверхность контактного элемента.

На рис. 2 представлен график зависимости гидравлического сопротивления аппарата от скорости газа при угле атаки газовым потоком пластин завихрителей 45° .

Как видно из полученных результатов, основное влияние на общее гидравлическое сопротивление аппарата оказывает гидравлическое сопротивление неорошаемого контактного элемента.

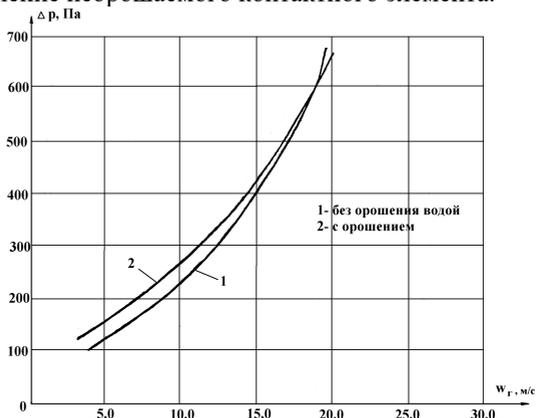


Рис.2. Зависимость гидравлического сопротивления от скорости газа при угле атаки 45°

С увеличением угла атаки газовым потоком пластин завихрителя

от 45⁰ до 60⁰ гидравлическое сопротивление аппарата при орошении контактных элементов водой несколько снижалось. Вероятными причинами указанного явления является перераспределение тангенциальной, осевой и радиальной компонент скорости газового потока, вызванное действием на газовый поток жидкости и частичное гашение каплями воды турбулентных пульсаций газа.

Полученные данные были использованы для проектирования опытно-промышленной установки и аппарата промышленных размеров.

Список литературы

1. Дмитриев А.В., Калимуллин И.Р., Николаев Н.И. Перспективы использования аппаратов прямоточно-вихревого типа для очистки крупнотоннажных газовых выбросов промышленных предприятий. Изв. ВУЗов. Хим. и хим. техн., 2010, № 3. С. 125-127.

2. Балабеков О.С., Балтабаев Л.Ш.. Очистка газов в химической промышленности. Процессы и аппараты. М.:Химия, 1991. – 256 с.

3. Ужов В.Н., Вальдберг А.Ю., Мягков Б.И., Решидов И.К.. Очистка промышленных газов от пыли. М.: Химия, 1981. –392 с.

4. Банит Ф.Г., Мальгин А.Д.. Пылеулавливание и очистка газов в промышленности строительных материалов. М.: Стройиздат, 1985. – 353 с.

THE REALITY OF THE ECONOMY OF LATIN AMERICA

*Ricardo Daniel Hidalgo González*¹

1. Central University of Ecuador

After a golden decade with exceptional growth, the wind turned to Latin America. Some countries are in recession, others with a reserved forecast and some more slowing down. Did the adjustment come?

Key words: Income of the country's budget, MERCOSUR, development of Latin American countries.

El año pasado se decía que la fiesta había terminado para América Latina y que los países comenzaban un nuevo ciclo económico, en el que ya no podrían ser tan complacientes con el gasto, como lo fueron en la década precedente.

Pues bien, hoy los analistas ya no solo hablan de que se acabó el cuarto de hora, sino que los países entraron en un periodo difícil en el que la temible palabra ‘ajuste’ empieza a escucharse por toda la región.

La razón es que los ingresos que llenaron las arcas de las economías la-

tinoamericanas (2002-2012), gracias al auge de las materias primas, han caído notablemente. La desaceleración de China, que de crecer al 10 por ciento pasó a un 7 por ciento anual, llevó a un freno en la importación de comoditas especialmente petróleo, carbón, cobre, níquel, que abundan en América Latina. Esta menor demanda impactó los precios, lo que repercutió negativamente en los ingresos de estos países.

Al caer los ingresos, los gobiernos no podrán seguir con el mismo tren de gasto que traían, pues aumentaría el riesgo de caer en un desajuste fiscal, con consecuencias negativas para las economías. Por eso, los expertos creen que los años 2015 y 2016 serán de ajuste en la mayoría de los países. En otras palabras, de apretón del cinturón para los gobiernos, las empresas y los hogares.

Como consecuencia, viene un menor crecimiento para la región. El Fondo Monetario Internacional (FMI) ha venido bajando sus proyecciones para 2014. En julio, redujo de 2,5 a 2 por ciento su pronóstico para América Latina. Ahora se sabe que en octubre revisará nuevamente a la baja sus cifras. La Comisión Económica para América Latina y El Caribe (Cepal) también recortó su proyección hasta 2,2 por ciento, frente al 2,7 por ciento que tenía inicialmente.

Hay que decir que no le va igual a todos los países. Hay unas economías ya en recesión, otras se encuentran con pronóstico reservado y otras se han venido desacelerando.

Brasil, que tuvo los mayores crecimientos durante el boom, con tasas de 7,5 por ciento, redujo su ritmo en los últimos tres años a un 2 por ciento. Hoy, la séptima economía del planeta se encuentra en recesión y según los pronósticos al final del 2014 crecerá por debajo del 1,5 por ciento.

El gigante suramericano, que tiene como principal socio comercial a China, -el 35 por ciento de las ventas externas van a esta nación- atraviesa por una coyuntura muy difícil. El gobierno tiene muy poco margen de maniobra para hacer más gasto público. Cabe recordar que hicieron millonarias inversiones para realizar la Copa de Fútbol 2014.

El país también se ha visto afectado por la fuerte sequía que impactó al agro, por la caída en las inversiones y el desestimulo en la actividad industrial. La producción y exportación de vehículos cayó 50 por ciento. El próximo gobierno se encontrará con un bajo nivel de inversión y de ahorro, al igual que menor crecimiento de la productividad.

El efecto contagio de Brasil se siente en muchos países, pero especialmente en Argentina, pues es su principal socio dentro del Mercosur.

Esto es un impacto adicional para la economía argentina que también se ha visto impactada por la caída en los precios de las materias primas, especialmente la soya que ha bajado un 25 por ciento.

Se estima que en los últimos años, unas 40 compañías extranjeras han salido de ese país, ante el crítico panorama económico. El Centro de Economía y Finanzas para el Desarrollo de Argentina calcula en 374.000 millones de dólares la desbandada de capitales en los últimos años.

La inflación llegará este año a 22 por ciento, una cifra que si bien está lejos de ser una hiperinflación, refleja los costos que está pagando por sus políticas inadecuadas y que se traducirán en un crecimiento de apenas 0,5 por ciento.

El gobierno de Cristina Fernández no ha podido resolver un litigio con los denominados fondos buitres (fondos especulativos de Estados Unidos) que no negociaron y exigen el pago de 1.500 millones de dólares. Por este pleito Argentina entró en cesación parcial de pagos hace unas semanas. El gobierno tiene que pagar millonarias sumas por las deudas del pasado cuando el país se declaró en cesación de pagos. A los 19 países miembros del Club de París todavía les debe 9.390 millones de dólares.

Venezuela sufre la peor situación económica de los suramericanos. Hiperinflación, problemas con la tasa de cambio y con la balanza de pagos, pérdida de las reservas internacionales y escasez de productos.

La revista británica *The Economist* calificó a Venezuela como el país que tiene la economía peor administrada en el mundo. Con las mayores reservas de petróleo –más de 290.000 millones de barriles– el gobierno de Nicolás Maduro no tiene recursos para pagar sus obligaciones.

La mala situación hizo que la agencia *Standard & Poor's* rebajara la calificación de los títulos venezolanos a grado especulativo de alto riesgo. Hay un temor grande de que en octubre, cuando se avecine el pago de 5.200 millones de dólares del servicio de la deuda, no haya como cumplir este pago.

Un empeoramiento de Venezuela tiene un efecto contagio en algunos países de Centroamérica y el Caribe que reciben apoyo, vía petróleo, de Caracas. En el caso colombiano, se descarta un impacto mucho más grave, dado que las dos economías se han venido deslindando, después del auge de los primeros años de la década pasada.

Ahora bien, las economías de Chile y Perú que están mucho mejor, también se han ido desacelerando. El cobre, que representa cerca del 45 por ciento de las exportaciones chilenas registró una caída del 29 por ciento en sus cotizaciones en los últimos cuatro años.

Otros factores coyunturales han afectado la dinámica en Chile. La reforma tributaria que impulsa la presidenta Michelle Bachelet y que castiga fuertemente a las empresas, ha generado un efecto espera en la inversión, lo que resulta muy gravoso para una economía. La reforma busca recaudar 8.300 millones de dólares; eleva del 20 al 27 por ciento los impuestos para

las empresas. También incluye impuestos a la construcción y al consumo de cigarrillos. Expertos ya hablan de un crecimiento inferior al 2 por ciento.

Perú tampoco ha sido ajeno al fin del auge de los commodities. Del total de exportaciones, el 54 por ciento son productos básicos (cobre y oro) y China es su principal socio comercial. Luego de crecer a tasas de 6,6 por ciento, en promedio, en la última década, la economía peruana se expandió en julio pasado solo 1,2 por ciento según el Instituto Nacional de Estadística.

El sector minero está estancado. La producción de cobre bajó 4,1 por ciento y la de oro 19 por ciento. La semana pasada renunció el ministro de Hacienda, lo que generó más incertidumbre.

Podría decirse que Colombia y México son los únicos países sobre los que se mantienen las perspectivas de expansión del PIB. En el caso de la economía mexicana, después de varios años de bajo crecimiento se encuentra en una situación muy positiva. Hay dos razones fundamentales: primero, se ha visto beneficiada con la recuperación de Estados Unidos, específicamente con el boom energético que ha reducido el precio del gas natural. Segundo, porque el gobierno ha pasado reformas estructurales muy importantes de energía, educación y tiene planes muy grandes en infraestructura.

Para Colombia la perspectiva de crecimiento sigue cercano al 5 por ciento este año. Según el grupo financiero J.P Morgan, Colombia es el país que más interesa a los inversionistas en la región andina. A pesar de la estabilidad macroeconómica que presenta, la verdad es que también comienzan a verse algunas nubes en el horizonte por la caída en la renta petrolera. Colombia está haciendo algunos ajustes de gasto dentro del presupuesto de 2015 para poder mantener el ritmo de inversión en sectores fundamentales para el futuro del país.

En síntesis, si bien América Latina entró en un ciclo menos dinámico, no se encuentra en la situación crítica del pasado. Muchas de las economías están en una posición más sólida, los países políticamente son más estables y tienen mayores reservas internacionales, lo que les da un colchón de seguridad. Como en todo vecindario, hay que reconocer que algunos países se desordenan más que otros y a ellos, el ciclo a la baja les pegará más duro.

Bibliografía

1. THOP Rosemary Progreso, pobreza y exclusión. Una historia económica de América Latina en el siglo XXI.
- 2.- CEPAL (2016). América Latina en el umbral . Santiago de Chile.
3. FAJNZYLBER Fernando. La industrialización trunca de América Latina. CET_Nueva Visión. Buenos Aires.

4. GROUND Richard Lynn. La génesis de la sustitución de importaciones en América Latina. Revista de la CEPAL núm. 36, pgs. 181 a 207. Santiago de Chile.

5. BID -IRELA. Inversión extranjera directa en América Latina: la perspectiva de los principales inversores. Madrid.

6. BRESSER L.C. La crisis de América Latina. ¿Consenso de Washington o crisis fiscal?. Pensamiento Latinoamericano num. 19. Madrid.

7. CEPAL. Transformación productiva con equidad. Santiago de Chile.

8. CEPAL. Nota sobre el desarrollo social en América Latina. Santiago de Chile.

GROWTH OF LATIN AMERICA IN 2018

Ricardo Daniel Hidalgo González¹

1. Universidad Central del Ecuador

Latin America enters this year definitively on the path of economic recovery, after the crisis largely caused by the fall in the prices of raw materials.

Keywords: Latin American economies, gross domestic product.

A la contracción del PIB de la región en un 0,7% de promedio experimentada en 2016, siguió un alza del 1,3% en 2017; en 2018 la expansión puede ser de alrededor de un 2%. Así, para este año, la CEPAL proyecta un 2,2% y el FMI un 1,9% (si bien apunta a un 2,6% para 2019).

Las cifras, con ser positivas, se sitúan por debajo del crecimiento de la economía mundial, que en 2018 tendrá un avance generalizado y puede crecer en torno al 3%. La pésima situación económica de Venezuela lastra los datos de la región: si se excluyera ese país del cómputo, el crecimiento latinoamericano sería este año del 2,5% y el próximo del 2,8%, de acuerdo con el FMI.

El mayor alza corresponde a Centroamérica, cuya economía crecerá este año un 3,9%, impulsada por la buena marcha de Estados Unidos, donde se espera un efecto positivo de las medidas fiscales aprobadas por la Administración Trump. En América del Sur el repunte de los precios de las materias primas está suponiendo un incremento de las exportaciones, por lo que su economía crecerá el doble que el año pasado, con un salto del 1,5% (del 2,4% sin contar a Venezuela).

Tabla 1

Últimas proyecciones de América Latina y el Caribe
(crecimiento del PIB real, porcentaje)

	2016	Est. 2017	Proyecciones	
			2018	2019
América Latina y el Caribe	-0,7	1,3	1,9	2,6
Excluida Venezuela	0,1	1,9	2,5	2,8
América del Sur	-2,5	0,8	1,5	2,2
Excluida Venezuela	-1,5	1,7	2,4	2,6
América Central	3,7	3,9	3,9	4,1
El Caribe	3,4	2,1	3,9	4,2
América Latina				
Argentina	-2,2	2,8	2,5	2,8
Brasil	-3,5	1,1	1,9	2,1
Chile	1,6	1,7	3,0	3,2
Colombia	2,0	1,7	3,0	3,6
Ecuador	-1,6	2,7	2,2	1,7
México	2,9	2,0	2,3	3,0
Perú	4,0	2,7	4,0	4,0
Venezuela	-16,5	-14,0	-15,0	-6,0

Muy mal Venezuela, bien Argentina y Brasil.

El régimen de Nicolás Maduro continuará hundiendo la economía venezolana. El FMI estima que esta sufrirá una nueva contracción del 15%, una cifra similar a la experimentada en 2016 y en 2017. Desde 2013 la contracción acumulada del PIB habrá sido del 50%, algo que solo ocurre en países que sufren la devastación de un grave conflicto armado. El FMI proyecta además que la inflación en Venezuela habrá superado un 2.400% en 2017 y alcanzará un 13.000% en 2018. Los cálculos son aún mucho mayores cuando se realizan teniendo en cuenta el tipo de cambio de la moneda en el mercado negro.

Como indica Alejandro Werner, jefe del departamento del Hemisferio Occidental del FMI, la recuperación ya ha llegado a economías determinantes de Suramérica, que se ven alentadas por el aumento del consumo interno. Frente a la contracción del 2,2% sufrida por Argentina en 2016, la economía de ese país creció un 2,8% en 2017 y en torno a esa cifra se moverá estos dos próximos años. En cuanto a Brasil, su economía volvió a los números positivos en 2017 (1,1%) y continuará subiendo en 2018 (1,9%).

Por su parte, México, con una previsión de crecimiento para este año del 2,3% , se beneficiará «del aumento de crecimiento en Estados Unidos, si bien la incertidumbre que rodea el desenlace de las negociaciones sobre el Tratado de Libre Comercio de América del Norte y las elecciones presidenciales de julio obstaculizará el crecimiento a corto plazo», afirma Werner. La subida del precio del petróleo está ayudando también a la recuperación de Colombia y Ecuador (con crecimien-

tos del 3% y del 2,2% para este año, respectivamente); el alza del precio de los minerales permitirá a Perú sostener un crecimiento del 4%.

Aumentan las exportaciones

América Latina ha reducido en 2017 su déficit primario (-0,8%), sobre todo debido a una desaceleración del gasto público, como indica un informe de la CEPAL. La deuda pública quedó en un 38,4% del PIB, y la inflación se moderó casi tres puntos, hasta el 5,3%.

La CEPAL enmarca la mejora de las magnitudes económicas latinoamericanas en el clima favorable de la economía mundial. No obstante, también apunta riesgos, provenientes igualmente del contexto internacional. Uno de ellos es la reversión de las políticas monetarias de expansión cuantitativa en Estados Unidos, Europa y Japón, que puede atraer hacia esos mercados fondos que habían buscado rentabilidad inversora en países emergentes. También las tentaciones al proteccionismo pueden erosionar la apuesta por los intercambios comerciales.

En relación al comercio internacional, un informe del BID (Banco Interamericano de Desarrollo) ha subrayado la importante recuperación de las exportaciones latinoamericanas, que en 2017 crecieron un 13%, frente a la contracción de los años precedentes (-14,8% en 2015 y -3,3% en 2016). Esto vino marcado por el aumento del precio de las materias primas, como indica el hecho de que las exportaciones latinoamericanas a China crecieron un 30%.

Bibliografía

1. CEPAL América Latina y el Caribe, 15 años de desempeño económico. Santiago de Chile.
2. CEPAL (2017). Políticas para mejora la inserción en la economía mundial. FCE. México.
3. CEPAL (2017). La inversión extranjera en América Latina y el Caribe. Santiago de Chile.
4. CEPAL (2017). El impacto de la crisis asiática en América Latina.
5. CEPAL (2017). Estudio económico de América Latina y el Caribe. Santiago de Chile.
6. CEPAL (v.a.). Balance preliminar de las economías de América Latina y el Caribe. Santiago de Chile.
7. CHUDNOVSKY D. et al (2016). Los límites de la apertura. Liberalización, reestructuración productiva y medio ambiente. CENIT/Alianza. Buenos Aires.

8. FANELLI J. et al. Crecimiento y reformas estructurales en América Latina. La situación actual, en Vial (ed.). ¿A dónde va América Latina? Balance de las reformas económicas. Cepal. Santiago de Chile.

9. FRENKEL R. Y M. DMILL Crecimiento y reformas estructurales. Información Comercial Española núm. 732-733, pgs. 25 a 41. Madrid.

Содержание

E. Amini, A. A Romanovich, L G Romanovich, E I Chekhovskoy Energy-saving grinding technology in ball mill.....	3
E. Amini, A. Chaman Motlagh, M. Asgari A Flight Management Algorithm For Online Automatic Guidance And Control Of Uavs.....	10
E. Amini, M. Aliyari Sh., H. Tolouei, M. Mansouri Model-Based Fault Detection Using Rbf Networks And Extended Kalman Filter.....	21
Анцев В.Ю., Воробьев А.В. Повышение эффективности кон- структорской подготовки при производстве грузоподъемных ма- шин.....	34
Анцев В.Ю., Шубин А.А., Крылов К.Ю. Проектирование меха- низма передвижения комплекса для обследования крановых пу- тей.....	40
Витчук П.В., Витчук Н.А., Курдюбов Н.Н. Сравнение способов повышения грузоподъемности козлового крана.....	47
Герасимов М.Д., Алиматов Б.А., Каськов С.А., Олехнович А.М. Разработка модели вибрационного грохота с регулируемыми параметрами.....	53
Герасимов М.Д., Локтионов И.О., Локтионов О.Г. Результаты сверхтонкого измельчения материалов в реакторе роторно- вихревого типа.....	60
Гончаров К.А. Качественные характеристики расчетных случаев при комплексном подходе к тяговому расчету ленточных конвей- еров.....	67
Гончаров К.А., Денисов И.А Нагруженность металлоконструк- ций грузовых тележек кранов мостового типа	74
Долматов Е.Ю., Маслов Н.А. Анализ и разработка схем гидропривода и управления ходовым оборудованием горной погрузочно-доставочной машины	82
Жулай В.А., Тюнин В.Л. Определение показателей топливной экономичности и землеройно-транспортных машин.....	89
Зеньков С.А. О влиянии вибрации на сопротивление грунта сдвигу при отрицательной температуре	97
Зорин В.А. Применение энерго-сберегающих конструкционных материалов при производстве дорожно-строительных машин.....	105
Лагерев А.В., Лагерев И.А. Повышение безопасности выполнения аварийно-спасательных работ мобильными кранами- манипуляторами.....	110
Лымарь И.А., Орехова Т.Н., Лозовая С.Ю. Исследование процесса смешения в помольно-смесительном устройстве с	

использованием современных компьютерных технологий.....	119
Любимый Н.С., Четвериков Б.С. Технологические режимы при ремонте корпусных деталей машин и оборудования металлополимерными составами	125
Малов М.С., Кожевников С.О. К вопросу о внедрении транспортирующего устройства для парковочного механизма.....	132
Маслов Н.А. Система обучения машинистов укладочного крана УК 25/9-18	138
Орехова Т.Н., Лымарь И.А., Раков А.М., Уваров В.А. Изучение процесса получения сухих строительных смесей.....	146
Павлов В.П. Автоматизированный структурно-параметрический синтез рабочего оборудования строительных машин.....	153
Пахомов Е.Г., Романович М.А. Модернизация уплотнения горячего конца печи с целью повышения энергоэффективности работы.....	161
Прокопенко В.С. Моделирование и прогнозирование процесса разделения продукта в замкнутой системе с рециркуляцией.....	167
Раевский В.А., Витчук П.В. Численное моделирование ударного демпфера с системой линейных частиц.....	173
Романович А.А. Методика расчета усилия предуплотнения материалов в валковом устройстве	178
Романович А.А., Романович М.А., Чеховской Е.И. Расчет мощности привода Энергосберегающего агрегата для получения кубовидного щебня.....	189
Романович А.А., Романович М.А., Чеховской Е.И., Агафонов Д.С. Анализ технологической схемы получения кубовидного щебня из сланцевых пород	193
Романович А.А., Чеховской Е.И., Романович М.А., Киселева В.А. Обзор конструкции энергосберегающего агрегата для получения кубовидного щебня.....	197
Сабиров Б.А., Рузиев И.С., Герасимов М.Д. Исключение отрицательного влияния профиля копира на динамические характеристики устройства для резки мыла	203
Сиваченко Л.А., Потапов В.А., Сиваченко Т.Л. Многофункциональный технологический агрегат с цепным рабочим оборудованием	210
Тоджиев Р.Ж., Саддулаев Х.М., Герасимов М.Д., Воробьев	

Н.Д. Ассиметрические колебания вибрационных модулей строительных и дорожных машин	215
Шубин А.А., Донченко М.В. Модернизация модернизация щебнеочистительной машины ЩОМ-1400	224
Эргашев Н.А., Алиматов Б.А., Герасимов М.Д., Дикевич А.В. Повышение эффективности пылеулавливания в производстве дорожно-строительных материалов	228
Эргашев Н.А., Алиматов Б.А., Дикевич А.В. Затраты энергии в мокром пылеуловителе при производстве дорожно-строительных материалов	232
Ricardo Daniel Hidalgo González The reality of the economy of Latin America.....	238
Ricardo Daniel Hidalgo González Growth of Latin America in 2018...	242

Научное издание

**ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ МАШИНЫ,
ОБОРУДОВАНИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ
ТЕХНОЛОГИИ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ**

Международная научно-практическая
конференция

Сборник докладов

Ответственный за выпуск:

А.А. Романович

Компьютерная верстка:

Э.Ю. Денисова

Подписано в печать: 14.09.2018 Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 19,9. Уч.-изд. л.

Тираж: 50 экз

Заказ: №446

Цена: Договорная

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им. В.Г. Шухова

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46