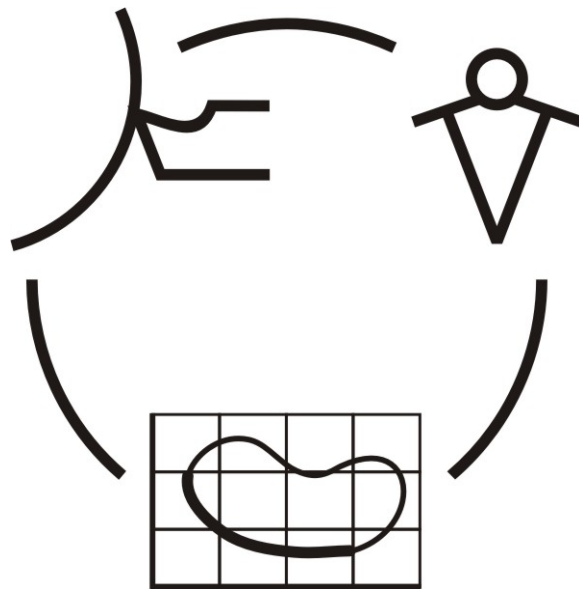


Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Збірник наукових праць
Випуск 21



КРАМАТОРСЬК 2007

УДК 621.9: 658.3: 658.5: 519.8

**Рекомендовано до видання Вченою радою
Донбаської державної машинобудівної академії**

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №21, 2007. - 328 с.

Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск, вып. №21, 2007. - 328 с.

ISBN 978-966-379-149-4

Редакційна рада:

| | |
|-------------------|---|
| Равська Н.С. | д.т.н., професор НТУ “КПІ”, відповідальний редактор |
| Гузенко В.С. | к.т.н., доцент ДДМА, заступник відповідального редактора |
| Верещака А.С. | д.т.н., професор МДТУ “Станкін” |
| Грабченко А.І. | д.т.н., професор НТУ “ХПІ” |
| Заблоцкий В.К. | д.т.н., професор ДДМА |
| Клименко Г.П. | д.т.н., професор ДДМА |
| Ковалевський С.В. | д.т.н., професор ДДМА |
| Ковальов В.Д. | д.т.н., професор ДДМА |
| Кузнецов Ю.М. | д.т.н., професор НТУ “КПІ” |
| Матюха П.Г. | д.т.н., професор ДНТУ |
| Мироненко Є.В. | д.т.н., професор ДДМА |
| Михайлов О.М. | д.т.н., професор ДНТУ |
| Струтинський В.Б. | д.т.н., професор НТУ “КПІ” |
| Рогов В.О. | д.т.н., професор РУДН |
| Тарасов О.Ф. | д.т.н., професор ДДМА |
| Федорінов В.А. | к.т.н., професор ДДМА |

Адреса редакційної ради: 84313, Україна, м. Краматорськ, вул. Шкадінова 72,
Донбаська державна машинобудівна академія, кафедра "Металорізальні верстати та
інструменти" тел.(0626) 41-47-82, E-mail: msi@dgma.donetsk.ua

ISBN 978-966-379-149-4

© Донбаська державна машинобудівна академія 2007

Predrag Dašić

High Technological Technical School,
Kruševac and High Mechanical School, Trstenik, Serbi

EUROPEANS RTD MISION FOR KNOWLEDGE SOCIETY

INTRODUCTION

Changes in knowledge dynamics over time brings to faster changes and development of different concepts of scientific-technological process. In today's development of society, that is, scientific-technical progress, application of knowledge on different areas of human work has led to revolutionary changes, so four different concepts are differed in society development [6,8,10]:

- **I concept of society development – agricultural society** (knowledge applied on means for enhancing physical strength of men),
- **II concept of society development – industry society** (knowledge applied on manufacturing processes and products),
- **III concept of society development – information society** (knowledge applied on knowledge, that is, on means for multiplication of power of human mind) and
- **IV concept of society development – knowledge society** (knowledge in function of creativity).

Phase development of society observed according to concrete data in time dimension of space, in last 300 year, now goes to a new wave **Knowledge Society (KS)** or **Knowledge-Based Society (KBS)**.

Foundation of knowledge society will be development of technologies on base of renewable sources of energy and way on which a man will better use knowledge – fortune that is most important and widely spread. In that society man will be able to return to himself, to science, culture and spiritual growth more then ever. Science-technological progress directed to **Knowledge Society** puts personality in center of activities and its knowledge with application of information technologies, especially **Informatic-Expert Systems (IES)**, computer networks an Internet. Knowledge society has new approaches from various aspects: knowledge, products, quality, technology, informatic-expert systems, time, space etc.

Positive changes in creation of knowledge society can be achieved only by development of own methodology and through permanent and constant processes of education, which are adjusted to our country or even local environment, having in sight our cultural, psychological and natural characteristics.

The one that is the basic of scientific-technological progress is sight of global developing aspects of new technologies. This fact confirms Draker, 1996, where in his book: "Innovations and management" says that new technologies

are not only new materials, processes or technologies but that they are new knowledge of manufacturing processes and new company management.

In order for a country to have success and to manufacture in the future in new knowledge society it must have to [8]:

- Transform production of activity based on work power in activity which is based on knowledge, and by that on Knowledge-Based Systems (KBS) and
- To have a base of experts and a base of knowledge.

Modern knowledge society is a society of knowledge specialists – experts. It must function in teams (assembly of colleagues - collaborators), on bases of equal. Position of every expert in team who possesses knowledge is determined by contribution that he gives to common work, rather than to any other internal overpowers or subjection. Knowledge society is not so called "bosses" and "subjected", it must be organized as a team of experts collaborators.

European Union (EU) aims to create European Information Society and knowledge society through various research-development programmes which are based on two columns:

- **European Research Area (ERA)**, available on Web address: <http://cordis.europa.eu/era/> and http://ec.europa.eu/research/era/index_en.html, for whose basics is established database about actual research and developing projects of EU under the name **Community Research and Development Information (CORDIS)**, available on Web address: <http://cordis.europa.eu.int/>, and
- **European Higher Education Area (EHEA)**, which is in one part being realized in frame of "Bologna process" whose base is Bologna declaration signed in 1999, for whose need a Web portal is established on **Learning Opportunities Throughout the European (PLOTTEUS)**, available on Web address: <http://europa.eu.int/ploteus/portal/home.jsp>.

European commission (EC) in December 1999 for needs of European research area (ERA) has launched an initiative under the name "*e-Europe: An Information Society for All*", available on Web address: http://ec.europa.eu/information_society/eeurope/, which suggests a goal to bring a benefit to information society (IS) inside the space of all Europeans. Initiative focuses on ten priority areas, from education to transport and health to invalidity. She has launched also an initiative for upcoming period called *i2010 (European Information Society in 2010)*, available on Web address: http://ec.europa.eu/information_society/eeurope/2010/index_en.html. While **Knowledge Society (KS)** in European community represents newest European initiative, which rules European commission (EC) available on Web address: http://ec.europa.eu/employment_social/knowledge_society/index_en.html.

EUROPEAN RTD MISSION

European **R**esearch and **T**echnological **D**evelopment (*RTD*) mission is being realized by:

- **F**ramework **P**rogramme (*FP*), which are being realized in time period of 5 years and
- global programmes and projects (**B**RITE-**E**URAM, **C**OSt, **E**SPRIT, **E**URATOM, **E**UREKA, **G**RID, **G**EANT, **I**ST, **N**MP, **T**EN etc.), which are being realized on longer time period.

For accurate and in time information about European programmes and projects, an information center is established who contains a database of actual research and development projects of EU under the name of **C**ommunity **R**esearch and **D**evelopment **I**nformation **S**ervice (*CORDIS*), available on Web address: <http://cordis.europa.eu.int/>. It serves as an base for publication of express weekly briefings, that is, short instructions, about what is new in European research and innovations and about significant modern research and developing projects (RTD) of EU. Office of *CORDIS* information service is in Luxemburg.

Frame programmes and global projects are main instrument for creating so called **E**uropean **R**esearch **A**rea (*ERA*), available on Web address: <http://cordis.europa.eu/era/> and http://ec.europa.eu/research/era/index_en.html. **E**uropean **R**esearch **A**rea (*ERA*) was established in March 2000 in course of realization of 5th frame programme (*FP5*).

Goal of **E**uropean **R**esearch **A**rea (*ERA*) was to provide working, material and financial resources and to break barriers for scientific cooperation among countries of Europe, in order not to come to duplication between research institutions and teams. Intention of *ERA* was to help to simplify, speed up and lower the cost of innovation usage and research results for solving their own problems. *FP6* programme was a main instrument of EU for realization of *ERA*.

While the main goal of **E**uropean **R**esearch **A**rea (*ERA*) was to give countries of **E**uropean **U**nion (*EU*) a construction of **K**nowledge **S**ociety (*KS*) as a new scientific-technological progress. There for, the **E**uropean **C**ommision (*EC*), in 1997, has defined a concept of **I**nformation **S**ociety (*IS*) construction in Europe [3], and in 2002 concept of construction of knowledge society in Europe [4]. With new programme of **e**Europe 2005 [11] action were established for "reengineering of skills for knowledge society in society economy".

For accomplishing this cause or joining to **K**nowledge **S**ociety (*KS*) **E**uropean **U**nion (*EU*) has planned to increase budget for science and research. According to official data of EU at the moment this budget is over 1,9 % (figure 1) of **G**ross **D**omestic **P**roduct (*GDP*) for science and research, and it is planned to increase by the end of 2010 to 3% [17]. From figure1 it can be seen that the percentage of budget for science is a lot smaller then in USA and Japan (they have the largest percentage for science research in the world), but significantly or multiple times larger then most of the countries in development or transition.

According to some authors our country has less then 0,3% of GDP in last few years, and that percentage is in trend of lowering.

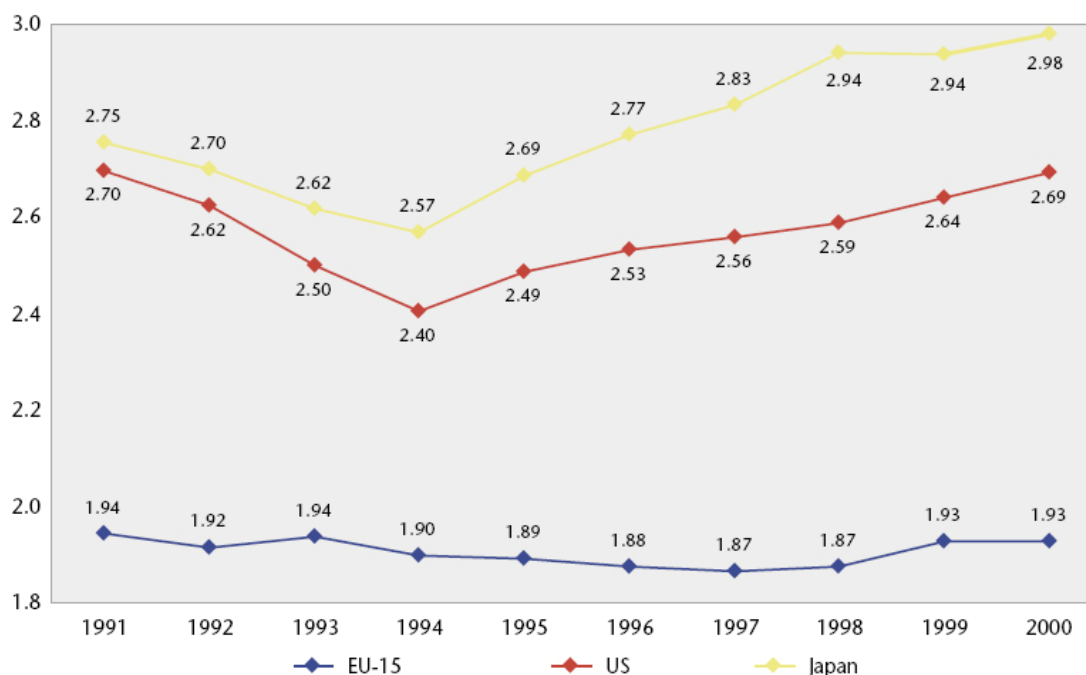


Figure 1 – Graphical preview of percentage for RTD in EU-15, USA and Japan for period from 1991-2000. year

EUROPEAN FRAME PROGRAMME (FP)

Framework Programme (*FP*) is the main tools of EU for research funds in Europe. *FP* is suggested from the part of European commission (EC) and is accepted by Europe Council and European Parliament following procedure of co-decision. *FP* contains a time period of 5 years in which the last year of one *FP* is same as first year of next *FP*. *FP* started to implement in 1984 and since then six *FP* have been realized from which actual are *FP4*, *FP5* and last *FP6*, which is currently being realized, while *FP7* is in planning of realization.

Explanation of RTD terms and last four *FP* programmes is available on Web address: <http://europa.eu.int/comm/research/why.htm>.

FP has begun to implement in 1984 and since then five *FP* have been realized, sixth is in progress and seventh is planned [7,16,18]:

- *FP1 (1st Framework Programme)*, realized in period from 1984-1987;
- *FP2 (2nd Framework Programme)*, realized in period from 1988-1991;
- *FP3 (3rd Framework Programme)*, realized in period from 1991-1994;
- *FP4 (4th Framework Programme)*, realized in period from 1994-1998 is available on Web address: <http://cordis.europa.eu/guidance/fp4.htm> or <http://ec.europa.eu/research/specpr.html>;
- *FP5 (5th Framework Programme)*, realized in period from 1998-2002 i dostupan na Web sajtu: <http://cordis.europa.eu/fp5/> or <http://ec.europa.eu.int/research/fp5.html>;

- FP6 (*6th Framework Programme*), realized in period from 2002-2006 is available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp6/> or <http://ec.europa.eu.int/research/nfp.html>;
- FP7 (*7th Framework Programme*), will be realized in period from 2007-2013 is available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp7/> or http://ec.europa.eu.int/research/future/index_en.cfm.

Evolution and budget (in billions of Euro) by now realized FP programmes is graphically shown on figure 2 [7,18], by which, for the next period is planned a large increase of that budget.

Evolution of priorities in FP programmes for different RTD areas is graphically shown on figure 3 [18].

Rules and basic principles of participation in FP programmes are (available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp6/participationrules/>):

- There are no "national quota" that is, number of applications for one country is not limited;
- Projects must have more participants from multiple countries, that is, projects must be international;
- Calls for application are published multiple times in one FP cycle;
- Projects must satisfy criteria shown in "call for application", without considering from which country the project was proposed, institutions or researches;
- Quality and technological relevancy of project estimate independent outer experts, that is, in average 5 experts monitors every project;
- Application of project can be realized on-line over **Electronic Proposal Submission System (EPSS)**, is available on Web address: <http://www.epss-fp6.org/> i
- During application of projects there are different sorts of project instruments, which is available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp6/instruments.htm>.

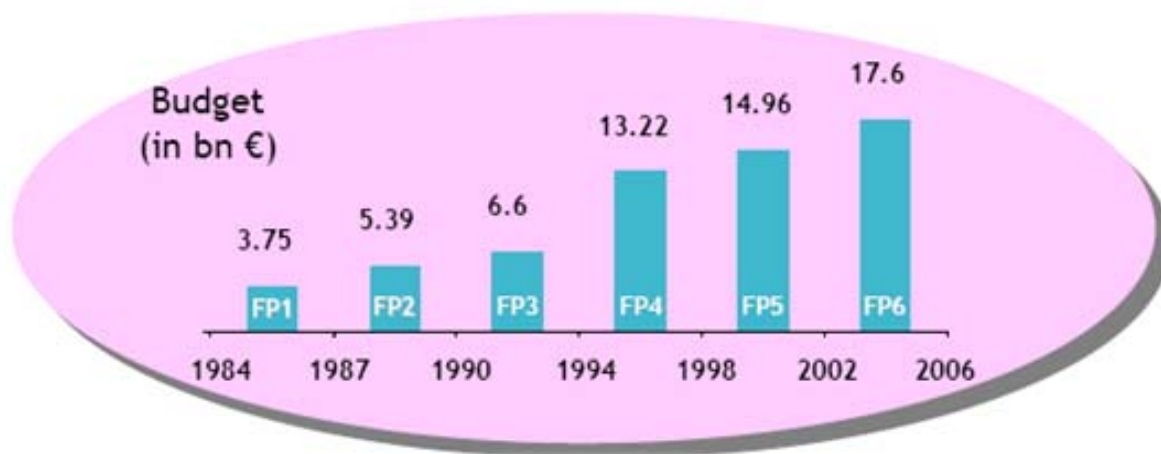
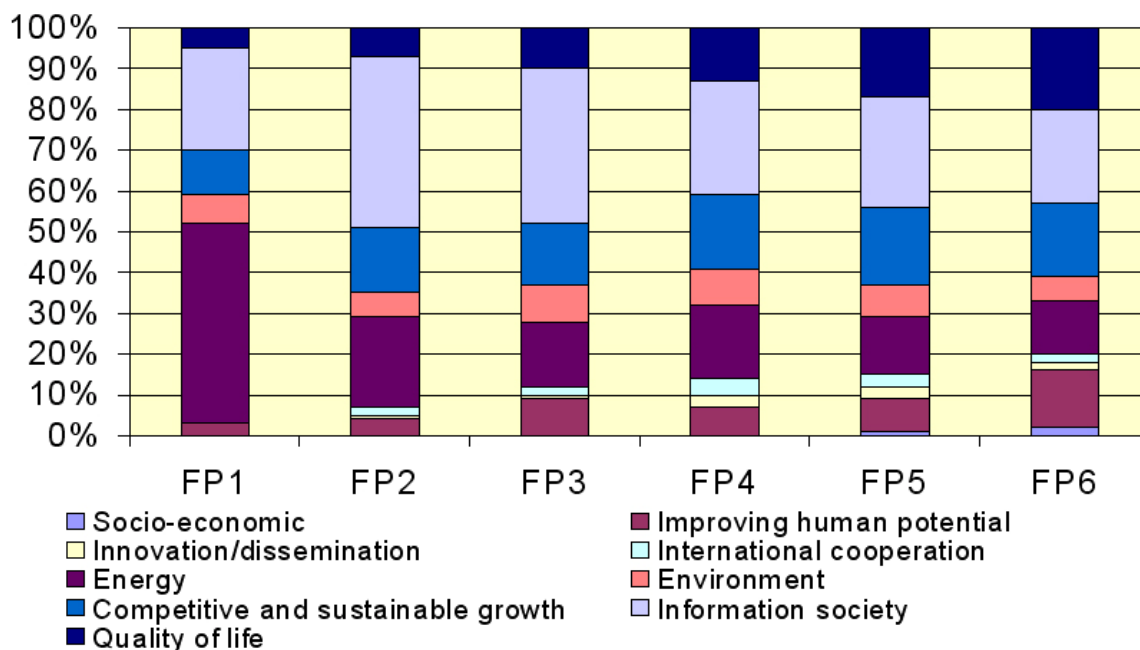


Figure 2 – Graphical preview of evolution and budget by now realized FP programmes



Figures 3 – Graphical preview of priority in FP programmes for different RTD areas

Phases of processes for participation application in FP programmes are:

- It is published "call for application" multiple times in process of one FP cycle in "Official herald EU" and on Web address CORDIS database about actual research and developing projects of EU, available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp6/calls.cfm>;
- An application is submitted in frame of special information package which for every "call for application" contains documents, explanations and forms necessary for application preparation;
- It is also offered special electronic project system submission (*EPSS*);
- Applications are being checked by independent outer experts (in average 5 experts evaluate every project) and
- For approved applications a contract is signed between European Commission (EC) and participants in project.

European Union (EU) has in frame of FP6 attached amount of (about 2% from total budget) for so called "associated measures" by which is organized training of professionals into so called National Contact Points (NCP), available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp6/ncp.htm>. With those means seminars are organized for training NCP's who will further help those who want to apply for FP6 programme in order to make a quality applications.

In frame of FP programme any legal or juridical subject can take part, who is directed towards national, international or EU laws, and those are mostly: research group on university or university institute, company that goes to innovations, Small and Medium-Sized Enterprise (SME), public administration, (which is practicing research politics or management of public research) and others (scholarships and scientific development). It can be persons from members of EU, country candidates, associated countries and countries of west

Balkan, Russia, Ukraine, mediterranean countries and countries in development. Participants have to be from multiple countries, not less then 3 members of EU or candidate countries.

FP6 programme

Sixth FP6 programme of EU has been defined in 2002 for period of 2002 to 2006. For financing of programme and projects for solving actual problems in frame of FP6 programme three main blocks have been defined of activity and seven priority theme areas (figure 4) those are [18]:

- Life science, genomics and biotechnology in service of health,
- **Information Society Technologies (IST)**,
- Nanotechnologies and Nano-sciences, Knowledge-Based Functional Materials, New Production Processes and Devices (*NMP*),
- Aeronautics and universe,
- Quality and safety of food,
- Maintainable development, global changes and ecosystems and
- Civil society and government in society based on knowledge.

Basic motto of FP6 programme is "new research accommodations for (SME)". Informations about RTD activities are available on web address: <http://sme.cordis.europa.eu/> and <http://www.wipo.org/sme/en/>

For financing FP6 programme EU has a budget of 17 billion and 600 million Euro, from which largest portion was designed for projects from IST areas, over 3 billion and 625 million Euro.

FP7 programme

Seventh in turn EU programme which is defined for future period from 2007 to 2013, for defining and financing of programme and projects for solving actual problems. EC has published propositions for participation in FP7 in April 2005.

Proposed FP7 programme will be organized in four programmes of correspondence for four basic research themes and components of European research (available on web address: <http://cordis.europa.eu/fp7/themes.htm>), those are:

- *Cooperation* (available on web address: <http://cordis.europa.eu/fp7/cooperation.htm>), which imply realization of cooperate research projects which will be organized in compliance with defined theme areas continually with FP6 programme, which are industry led and organized in four sub-programmes: cooperate research or European excellence, **Joint Technology Initiatives (JTI)** and technological platforms, coordination between national research programmes an international cooperation;

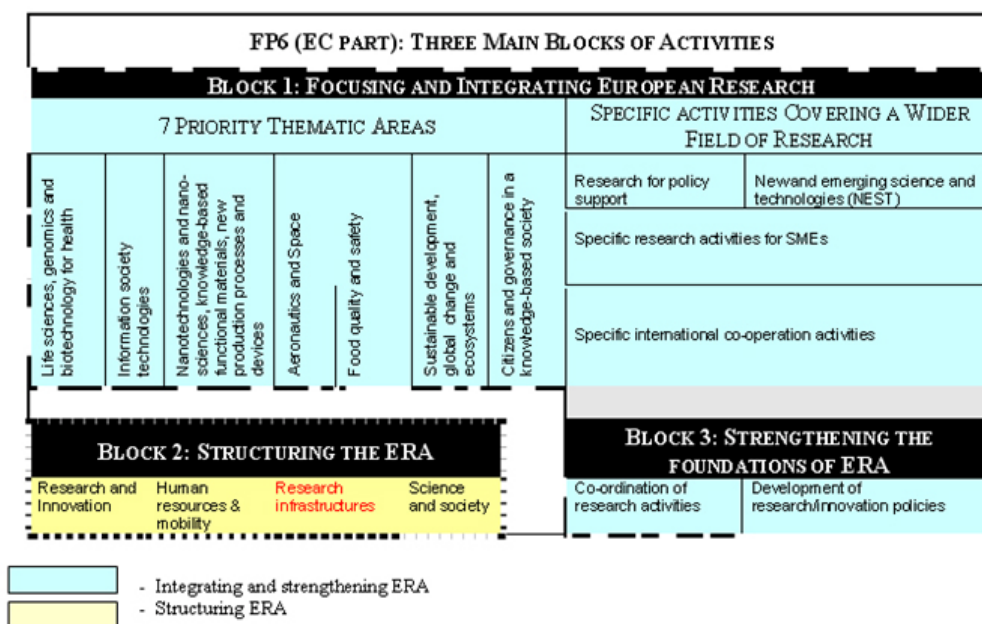


Figure 4 – Graphical preview of activity block and priority theme areas of FP6 programmes

- *Ideas* (available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp7/ideas.htm>), who will monitor *European Research Council (ERC)* stimulating creativity and excellence of basic and boundary research from part of competent organized and/or individual teams with goal to increase dynamics, creativity and excellence of European research as basic and boundary knowledge in all scientific and technological areas, including engineering, social-economic and humanitarian sciences;
- *People or Researchers*) (available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp7/people.htm>), which will strengthen existing "Marie Curie actions" for quality and quantity strengthen of human resources in research and technology in Europe through support of individual researches for all research themes, focused on better key aspects of knowledge and increased development, higher mobility between university and industry and strengthen connections with national systems;
- *Capacities* (available on Web address: <http://cordis.europa.eu/fp7/capacities.htm>), which predicts activities for helping research infrastructure, research for SME's and research potentials of European regions (regions of knowledge) for creation of new infrastructure for preparation of strategic map for Europe in area of research infrastructure for upcoming 10 to 20 years, which will stimulate realization of complete research potentials (convergence regions) for increasing union and construction of efficient and democratic knowledge society.

In addition of these four components there will be specific programme for JRC (nonuclear activities) and Euratom (nuclear research and training activities).

For financing FP7 programme EU has planned a budget of 68 billion and 500 million Euro, from which largest portion will be for component cooperation, over 39 billion and 730 million Euro (Figure 5).

From figure 5 can be observed that the biggest percentage of planned budget of FP7 programme is in area of cooperative research projects (58 %), ideas (15 %) etc.

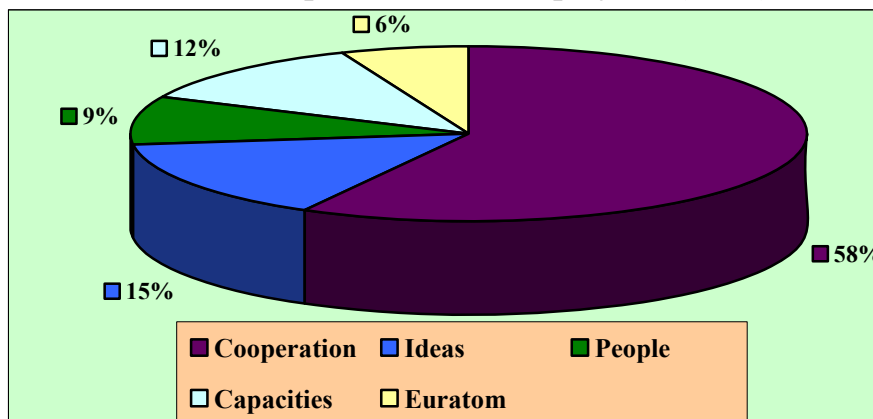


Figure 5: Analysis of budget proposition between basic FP7 programmes

EUROPEN RTD PROJECTS AND PROGRAMMES IN AREA OF TECHNICAL SCIENCES

Some of realized and actual RTD programmes and projects of EU in area of technical sciences are [1,2,5,9,10,12-15,17,19]:

- ACTS (*Advanced Communications Technologies and Services*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/acts/>;
- BRITE-EURAM (*Basic Research in Industrial Technologies for Europe – European Research on Advanced Materials*) as IMT (*Industrial Materials Technologies*) initiative, available on web address: <http://cordis.europa.eu/brite-euram/>;
- Coal and Steel, available on web address: <http://cordis.europa.eu/coal-steel-rtd/>;
- COST (*European Co-operation in the Field of Scientific and Technical Research*), available on web address: <http://cost.esf.org/> and <http://cordis.europa.eu/cost/>;
- COST-TIST (*European Co-operation in the Field of Scientific and Technical Research – Telecommunications, Information Science and Technology*), available on web address: <http://cost.esf.org/> or <http://cordis.europa.eu/cost/>;
- DataGrid (*International Data Grid*), available on web address: <http://www.eu-datagrid.org/>;
- DEISA (*Distributed European Infrastructure for Supercomputing Applications*), available on web address: <http://www.deisa.org/>;
- eContent, available on web address: <http://cordis.europa.eu/econtent/>;

- EDG (*European Data Grid*), available on web address: <http://www.edg.org/>;
- EGEE (*Enabling Grid for E-Science*), available on web address: <http://www.eu-egee.org/>; <http://www.cern.ch/egee/> and <http://egee-intranet.Web.cern.ch/egee-intranet/gateway.html>;
- ESPRIT (*European Strategic Programme for Research & Development in Information Technology*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/esprit/>;
- eTEN (*Electronic Trans-European Networks*), available on web address: http://ec.europa.eu/information_society/activities/eten/;
- EUMEDCONNECT (*Europe and Mediterranean Interconnect*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/eumedconnect.htm> and <http://www.dante.net/eumedconnect/>;
- EURATOM (*European Atomic Energy Community*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/fp6-euratom/>;
- EUREKA (*European Research Coordination Agency*), available on web address: <http://www.eureka.be/>;
- EuroGRID (*European Grid Computing*), available on web address: <http://www.eurogrid.org/>;
- GEANT (*Gigabit European Academic Network*), available on web address: <http://www.geant.net> and <http://www.dante.net/geant/>;
- GN2 (*GEANT Network 2*), available on web address: <http://www.geant2.net/>;
- GRID, available on web address: <http://www.cordis.lu/ist/rn/grids.htm>;
- IMS (*Intelligent Manufacturing Systems*), available on web address: <http://www.ims.org/> and <http://cordis.europa.eu/ims/>;
- IMT (*Innovation Management Techniques*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/imt/>;
- InfoSec (*Information Security*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/infosec/>;
- IST (*Information Society Technologies*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/>;
- NEST (*New and Emerging Science and Technology*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/nest/>;
- NMP (*Nanotechnologies and Nano-sciences, Knowledge-Based Multifunctional Materials, New Production Processes and Devices*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/nmp/>;
- SEE-GRID (*South-Eastern European Grid Enabled eInfrastructure Development*), available on web address: <http://www.see-grid.org/>;
- SEE-I (*South-Eastern European Innovation*), available on web address: <http://www.edrustvoscg.org.yu/seeinno.htm>;

- SEEREN (*South-East European Research and Education Network*), available on web address: <http://www.seeren.org/> and <http://seeren.ebusiness.uoc.gr/>;
- SMT (*Standards, Measurements and Testing*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/smt/>;
- SustDev (*Sustainable Development, Global Change and Ecosystems*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/sustdev/>;
- TEN (*Trans-European Networks*), available on web address: <http://ec.europa.eu/ten/>;
- TEN-Telecom (*Trans-European Networks Telecom*), available on web address: <http://www.ten-telecom.org/>;
- TMR (*Training and Mobility of Researchers*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/tmr/> etc.

BRITE-EURAM [5] (*Basic Research in Industrial Technologies for Europe – European Research on Advanced Materials*) is a European initiative about advanced technologies for industry materials, methodology of projecting and supply of quality. BRITE-EURAM initiative has emerged in 1989 year by integration with BRITE (which is established in 1985. year) with EURAM (which is established as a research programme in 1978. year) initiative.

BRITE-EURAM initiative is available on web address: <http://cordis.europa.eu/brite-euram/>.

Currently is a part of IMT (*Industrial Materials Technologies*) initiative.

COST [5] (*European Co-operation in the Field of Scientific and Technical Research*) is a European cooperative programme, started in 1971 year, in area of scientific and technological research. In frame of COST programme participate institutions from 46 countries from the World (34 from Europe). Programme COST is being governed by European Commission and a technical support is trusted to foundation ESF. French abbreviation for programme COST is: *Co-opération Européenne dans le Domaine de la Recherche Scientifique et Technique*.

COST is available on web address: <http://cost.esf.org/> and <http://cordis.europa.eu/cost/>.

An expenditure of this programme is started for areas of telecommunications, informational sciences and technologies, under a short term COST-TIST (*European Co-operation in the Field of Scientific and Technical Research - Telecommunications, Information Science and Technology*) available on web address: <http://cordis.europa.eu/cost/>.

Main office of COST programme is in frame of foundation ESF in Brussels (Belgium).

ESPRIT [5] (*European Strategic Programme for Research & Development in Information Technology*) is an integral and specific European RTD programme or an assembly of developing projects, started in 1984, for areas of science and technologies, with special look around to information technologies (*Information Technology - IS*) and its boundary areas, which

includes several European companies, research laboratories and government agencies.

ESPRIT programme available on web address:
<http://cordis.europa.eu/esprit/>.

By now 10.000 project have been realized in frame of ESPRIT programmes, among which are some known as:

- ADKMS (*Advanced Data and Knowledge Management Systems*);
- AIDA (*Advanced Integrated Circuit Design Aids*);
- AMICE (*Development of a European CIM Architecture*);
- ANNIE (*Application of Neutral Networks for Industry in Europe*);
- ARCHON (*Architecture for Co-operative Heterogeneous On-line Systems*);
- ARGOSI (*Application Related Graphics and OSI Standards Integration*);
- ASPIS (*Application Software Prototype Implementation System*);
- ASSET (*Automated Support for Software Engineering Technology*);
- ATES (*Advanced Techniques Integration into Efficient Scientific Software*);
- ESSI (*European Systems and Software Initiative*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/esprit/src/stessi.htm>;
- FTMPS (*Fault - Tolerant Massively Parallel System*);
- HERODE (*Multimedia Documents in a Standardized Office Document Architecture*);
- HPCN (*High Performance Computing and Networking*), available on web address: <http://cordis.europa.eu.int/esprit/src/hpcnhome.htm>;
- HUFIT (*Human Factor Laboratories in Information Technologies*);
- IBASS (*Intelligent Business Applications Support System*);
- IKAROS (*Intelligence and Knowledge Aided Recognition of Speech*);
- INCA (*Integrated Network Architecture for Office Communications*);
- JCF (*JESSI Common Framework*), available on web address: <http://mint.cs.man.ac.uk/Projects/jcf/>;
- MACS (*Maintenance Assistance Capability Software*);
- METEOR (*Integrated Formal Approach to Software Development*);
- MUST (*Next Generation Database Management System*);
- NATURE (*Novel Approaches and Theories Underlying Requirements Engineering*);
- PADMAVATI (*Parallel and Associative Development Machine as a Vehicle for Artificial Intelligence*);
- PANGLOSS (*Parallel Architecture for Networking Gateways Linking Open Systems Interconnections*);
- PCTE (*Portable Common Tools Environment*);
- PIMS (*Project on Integrated Management Systems*);
- QMIPS (*Quantitative Modeling in Parallel Systems*), available on web address: <http://www.sts.tu-harburg.de/projects/Esprit-BR/Synopses/Projects/7269.html>;

- REDO (*Maintenance, Reliability, Re-usability and Documentation of Software*);
- REQUEST (**R**eliability and **Q**uality of **E**uropean **S**oftware **T**echnology);
- ROCCO (**R**obot **A**ssembly **S**ystem for **C**omputer **I**ntegrated **C**onstruction);
- ROSE (**R**esearch **O**pen **S**ystems **E**urope);
- SCOPE (**S**oftware **A**ssessment and **C**ertification **P**rogramme);
- SEDOS (**S**oftware **E**nvironment for the **D**esign of **O**pen **D**istributed **S**ystems);
- SFINX (**S**oftware **F**actory **I**ntegration and **E**xperimentation);
- SIENA (**S**timulation **I**nitiative for **E**uropean **N**eural **A**pplications);
- SPMMS (**S**oftware **P**roduction and **M**aintenance **M**anagement **S**ystem);
- VASIE (**V**alue **A**dded **S**oftware **I**nformation for **E**urope), available on web address: <http://cordis.europa.eu/esprit/src/24119.htm> etc.

EUREKA [5] (**E**uropean **R**esearch **C**oordination **A**gency) is a complex European programme or assembly of projects, started in 1985, for different areas of European programme for high technological research and development. Programme EUREKA has been designed with a purpose to, through exploitation of advanced technologies, enables orientation of market, global concurrency, strengthen concurrent position of European companies on World market and to improve quality of life. Network of EUREKA programme consists of industries and research institutions from 27 European countries and countries of EU.

EUREKA programme is available on web address: <http://www.eureka.be/>.

By now it has been realized over 2.000 projects in frame of EUREKA programme, among which several are very well known, as:

- ALAMOS (**A**utomatic **L**ider for **A**ir **M**onitoring **O**perating **S**ystems);
- AMR (**A**dvanced **M**obile **R**obot);
- APEX (**A**dvanced **P**roject for **E**uropean **I**nformation **E**xchange);
- BDII (**D**evelopment of a **D**atabase for the **D**istribution of **E**xpert **S**ystems);
- COSINE (**C**o-operation for **O**SI **N**etworking in **E**urope);
- DAB (**D**igital **A**udio **B**roadcasting **S**ystem), available on web address: <http://www.worlddab.org/>;
- FAMOS (**F**lexible **A**utomated **A**ssembly **S**ystems);
- HERCULE (**A**pplication of **R**obotics in the **C**onstruction **I**ndustry);
- IHS (**I**ntegrated **H**ome **S**ystems);
- JESSI (**J**oint **E**uropean **S**ubmicron **S**ilicon **I**nitiative);
- OASIS (**O**pen and **S**ecure **I**nformation **S**ystem);
- PARADI (**A**utomatic **P**roduction **M**anagement **S**ystem **U**sing **A**rtificial **I**ntelligence) and etc.

EUREKA programme is being governed by **European Research Coordination Agency** with office in Brussels (Belgium), by which name some consider that this abbreviation appeared.

GRID [5] is a European project started in the beginning of the new millennium, with the goal to create hardware and software infrastructure and association of computer strength of scientific institutions from all over the world

for solving most complicated problems in science. GRID project is being governed by CERN institution, while network infrastructure consists of computer centers in scientific institutions in Prague, Lion, Karlsruhe, Budapest, Bologna, Krakow, Moscow, Barcelona, and in Tokyo and in Taiwan, two centers in United Kingdom and several in USA. Using networks of high-speed and vast power of computers GRID shares data and computer resources in frame of centers, and in near future it will be available to the public. Based on that it is predicted that GRID will be the new network technology instead of Internet. First phase of GRID project is called LCG-1 (*LHC Computing Grid - I*).

GRID project is available on web address: <http://www.cordis.lu/ist/rn/grids.htm>.

IMS [5] (*Intelligent Manufacturing Systems*) is European guided international research and developing programme or initiative established with a purpose to develop next generation of production and finishing systems and technologies. In this programme participate companies and institutions from: Australia, EU, Japan, South Korea, Canada, Norway, USA and Swiss.

IMS programme is available on web address: <http://www.ims.org/> and <http://cordis.europa.eu/ims/>.

In frame of IMS programme was established and awarded one years prize for accomplishment from this area.

IST [5] (*Information Society Technologies*) is a programme and more important themes of research and technological development in frame of RTD frame programmes (FP) of EU, for area of Information technologies (IS).

IST programme is available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/>.

For needs of IST programme realization it is formed and **IST Advisory Group** (*ISTAG*) and **IST Committee** (*ISTC*).

In frame of IST programme it is formed European **IST Prize** (*EISTP*). It is the most recognized European award for innovational products and services in area of Information Society Technologies (*IST*), which is firstly awarded in 1996, and since then it is given every year. Informations about this prize are available on web address: <http://www.ist-prize.org/> and http://europa.eu/information_society/istevent/2004/eistp/index-en.htm/

By now a large number of projects have been realized in frame of IST programme, among which some are very well known as:

- **6NET** (*Large-scale International IPv6 Pilot Network*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/6net.htm>;
- **6QM** (*IPv6 QoS Measurement*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/6qm.htm>;
- **6WINIT** (*IPv6 Wireless Internet Initiative*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/6winit.htm>;
- **CAESAR** (*Connecting all European and South American Researchers*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/caesar.htm>;
- **COM-REN** (*Compendium of Research & Education Networks*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/com-ren.htm>;

- DAMIEN (*Distributed Applications and Middleware for Industrial Use of European Networks*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/damien.htm>;
- eCSIRTnet (*European CSIRT Network*), available on web address: <http://www.ecsirt.org/> ili <http://www.ecsirt.net/>;
- EISPP (*European Information Security Promotion Program*), available on web address: <http://www.eispp.org/>;
- Euro6IX (*European IPv6 Internet Exchanges Backbone*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/euro6ix.htm>;
- LEAP (*Lightweight Extensible Agent Platform*);
- LONG (*Laboratories over Next Generation Networks*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/long.htm>;
- MOICANE (*Multiple Organisation Interconnection for Collaborative Advanced Network Experiments*);
- MOVE (*Motion Planning in Virtual Environment*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/moicaine.htm>;
- SEQUIN (*Service Quality Across Independent Managed Networks*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/sequin.htm>;
- SERENATE (*Study into European Research and Education Networking as Targeted by eEurope*), available on web address: <http://www.serenate.org/> i <http://cordis.europa.eu/ist/rn/serenate.htm>;
- TORRENT (*Technology for a Realistic End User Access Network Testbed*), available on web address: <http://cordis.europa.eu/ist/rn/torrent.htm>;
- TRANSITS (*Training of Network Security Incident Teams Staff*), available on web address: <http://www.ist-transits.org/> etc.

CONCLUSION

According to official data the largest percentage of investment for RTD have Japan and USA. While 15 countries of EU have something more then 1,9 % from BNP, but the plan is to increase the percentage to 3% by the end of 2010 from BNP.

RTD trends in new millennium for production provides new possibilities for developing new manufacturing technologies on bases of informational technologies as (micro and nanotechnology, laser finishing, vibro-finishing etc) and new manufacturing and technological systems (FMS, IMS, RMS, AMS etc.), e-production and virtual companies.

Frame Programmes (FP) and global programmes and projects (BRITE-EURAM, COST, ESPRIT, EURATOM, EUREKA, GRID, GEANT, IST, NMP, TEN etc.) are the main instrument for creating so called European Research Society, which is established in March 2000 year in process of realization 5th frame programme (FP5). Main goal of European Research Society (ERA) is to give countries of EU construction of knowledge society, as a new scientific-technological progress.

REFERENCES

- 1 *Brief Glossary of the European Union Abbreviations*. Available on Web site: <http://www.uta.fi/FAST/GC/emgloss.html>.
- 2 *Britannica, On-Line Encyclopedia*. Available on Web site: <http://www.britanica.com/>.
- 3 *Building the European Information Society for us all: Final policy report of the high-level expert group*. Brussels (Belgium): European Commission, 1997. 72 pp. Available on Web site: http://ec.europa.eu/employment_society/docs/buildingen.pdf.
- 4 *Building the knowledge society. Report to government*. Dublin (Ireland): Information Society Commission, 2002. – 70 pp. Available on Web site: <http://www.isc.ie/downloads/know.pdf>.
- 5 Dašić, P.: *Enciklopedija tehničkih i ICT skraćenica*. Trstenik: Viša tehnička mašinska škola, 2006. – 2000 s. ISBN 86-83803-12-0.
- 6 Dašić, P.: *Osnove PC računara*. Skripta. Trstenik: Viša tehnička mašinska škola, 2004. – 200 s.
- 7 Dašić, P.: European RTD framework programme. Plenary and invitation paper. In: *Proceedings of 4th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry - RaDMI 2004"*, Zlatibor, Serbia and Montenegro, 31. August to 04. September 2004. Edited by Predrag Dašić. Kraljevo: Faculty of Mechanical Engineering of and Trstenik: High Technical Mechanical School, 2004, pp. 29-34. ISBN 86-83803-16-3 (for Proceedings Volume 1 in hard copy) and ISBN 86-83803-18-X (for Proceedings in electronic form on CD-ROM).
- 8 Dašić, P.: Put ka društvu znanja i trendovi Evropske RTD misije. *Časopis IMK-14 Istraživanje i razvoj*, Kruševac: Institut IMK "14. oktobar", god. XII (2006.), br. (24-25) 1-2/2006, s. 77-92. ISSN 0354-6829.
- 9 Dašić, P.: *Računarske skraćnice*. Kruševac: Viša tehnološko tehnička škola i Trstenik: Viša tehnička mašinska škola, 1996. – 133 s. COBISS.SR-ID 141913351.
- 10 Dašić, P.; Ječmenica, R.; Nedić, B.: Evropska RTD Misija u oblasti tehničkih nauka. Rad po pozivu. U: *zborniku radova 31. savetovanja proizvodnog mašinstva Srbije i Crne Gore sa međunarodnim učesćem*, Kragujevac, 19-21. septembar 2006. Editori: Bodan Nedić, Milentije Stefanović i Miodrag Lazić. Kragujevac: Mašinski fakultet, 2006, s. 385-396. ISBN 86-80581-92-5.
- 11 *eEurope 2005: An information society for all. An action plan*. Sevilla (Spanish): European council, 21-22. June 2002. 23 pp. Available on Web site: <http://www.tiaonline.org/policy/regional/europe/eEurope.pdf>.
- 12 *Glossary and Acronyms of the Europe's Information Society*. Available on Web site: http://europa.eu.int/information_society/help/glossary/text_en.htm.
- 13 *Glossary of the European Union and European Communities*. Available on Web site: <http://www.uta.fi/FAST/GC/eurgloss.html>.
- 14 Malanowsky, N.: *Vorstudie für eine innovations - und technikanalyse (ITA) nanotechnology (Study for an innovation and technological analysis (ITA) of nanotechnology)*. VDI-Technologiezentrum, Band. 35 (2001.). ISSN 1436-5928.
- 15 Schulenburg, M: *Nanotechnology: Innovation for tomorrow's world*. Luxemburg: Office for Official Publications of the European Communities, 2004. – 56 pp. ISBN 92-894-7498-X.
- 16 *Study on the impact of the telematics for libraries FP4 programme*. Techserv, December 1999. Available on Web site: <ftp://ftp.cordis.lu/pub/ist/docs/digicult/impact.pdf>.
- 17 *Third European report on science & technology indicators, Towards a knowledge – based economy*. Luxemburg: Office for Official Publications of the European Communities, 2003. – 451 pp. ISBN 92-894-1795-1.
- 18 *Vision 2020 - nanoelectronics at the centre of change*. Luxemburg: Office for Official Publications of the European Communities, 2004. – 33 pp. ISBN 92-894-7804-7. Available on Web site: http://www.eu.int/comm/research/industrial_technologies/pdf/nanoelectronics_june2004_en.pdf.
- 19 *Wikipedia, Free Encyclopedia*. Available on Web site: http://en.wikipedia.org/wiki/Main_Page.

РАЗДЕЛ 1

Процессы и инструменты механообработки

УДК 621.9

Клименко С.А., Манохин А.С.

ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, г. Киев, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ «БРЕЮЩЕМ» ТОЧЕНИИ

In the article the complex of theoretical and experimental researches allowing to develop new methodology of cutting forces calculation at the “shaving” turning, taking into account the features of the oblique-angled cutting is developed. Development can be effectively used for calculation optimization of terms of realization of process of the “shaving” turning.

Величина силы резания – один из важнейших технологических показателей характеризующих процесс обработки резанием. Для задач оптимизации и эффективного управления процессами обработки необходимо определить значения этого показателя в зависимости от условий обработки – режимов резания, вида обрабатываемого материала, геометрических параметров инструмента. Особенно важны величины сил резания для такого “чувствительного” к условиям обработки метода чистового точения как «бреющее» резание, так как при обработке закаленных сталей с большими сечениями среза сила резания имеет большие значения, что может привести к снижению качества обработки при недостаточной жесткости системы СПИД.

В работе [1] с использованием равенства работы деформации при резании и работы простого сдвига было получено теоретическое уравнение для определения главной составляющей силы резания:

$$P_z = \frac{a_i \cdot a \cdot b}{1 - \frac{\cos(\lambda - \arctg(c\lambda)) \cdot \sin(\arctg(\mu \cdot \cos\eta))}{K_L \cdot \cos\eta \cdot \cos(\arctg(c\lambda)) \cdot \cos(\arctg(\mu \cdot \cos\eta) - \gamma)}}$$

где a и b – толщина и ширина сечения среза соответственно; γ – передний угол; λ – угол наклона режущей кромки; η – угол схода стружки по передней поверхности; a_i – удельная работа сил резания; K_L – усадка стружки; μ – средний коэффициент трения; $c = \frac{P_y}{\lambda \cdot P_z}$.

Применительно к «бреющему» точению, для сил P_z и P_y предложено теоретическое выражение [2]:

$$P_z = 0,392[4 \cdot t \cdot K_2 + 1_p \cdot \cos(\lambda) \cdot (\delta_0 + h_3)]$$

$$P_y = 0,392 \left[4 \cdot t \cdot \operatorname{tg}(\eta - \gamma) + \frac{\delta_0 + h_3}{f} \cdot l_p \cdot \cos(\lambda) \right],$$

где $K_2 = (2,05 \cdot \zeta - 0,55) \cdot \left[\frac{(90 - \lambda)^{2,46} \cdot \cos \gamma}{22500 \cdot \zeta^{0,0015(90 - \gamma)1,27}} + \sin \gamma \right];$ t – глубина

резания, L – длина активной части режущей кромки; l_p – общая длина всех рабочих участков режущих кромок резца; δ_0 – ширина фаски контакта при отсутствии износа инструмента.

Однако авторы указывают, что при $\lambda > 20^\circ$ расчет сил по данным выражениям дает значительные погрешности в связи с отклонением направления движения стружки по передней поверхности.

В последнее время широкое применение находят методы численного решения уравнений, определяющих взаимосвязь механических и теплофизических явлений имеющих место при обработке материалов резанием.

Методика расчета сил резания при ортогональном резании, учитывающая теплофизические свойства режущего инструмента приведена в [3]. В основе алгоритма положено решение, полученное Оксли на основе теории линии скольжений и определяющее величину нормальных напряжений, а также угол действия равнодействующей силы резания на передней поверхности. При этом угол сдвига варьируется в течение итерационного цикла до тех пор, пока не выполняются условие равенства касательных напряжений на передней поверхности k_{ch} , определенных по эмпирическому уравнению, учитывающему их зависимость от температуры резания и скорости деформаций, и напряжений τ_{int} , рассчитанных исходя из условия статического равновесия элемента стружки. Величина угла действия, необходимая для расчета τ_{int} , определяется выражением:

$$\operatorname{tg} \theta = 1 + 2 \left(\frac{\pi}{4} - \varphi \right) - \frac{c \gamma \left(\frac{dk}{d\varepsilon} \right)}{\tau_\varphi},$$

где β – угол сдвига, c – константа, ε – относительный сдвиг, τ_φ – касательные напряжения в плоскости сдвига.

Методика позволяет рассчитать силу резания с достаточно высокой точностью, однако, ее не целесообразно применять для анализа процесса косоугольного резания в связи с ограничением применимости теории линий скольжения при плоской схеме деформации и отсутствии перемещения материала в плоскости сдвига в направлении параллельном режущей кромке.

В [4] приведена аналитическая модель процесса косоугольного резания, позволяющая рассчитывать составляющие силы резания, угол

схода стружки и длину контакта стружки с передней поверхностью режущего инструмента.

Расчет по данной модели производится полагая, что средний коэффициент трения μ зависит от температуры на передней поверхности и определяется зависимостью (1). В соответствии с выражением (2) рассчитывается угол сдвига, что позволяет по (3) определить среднюю контактную температуру T_{int} .

$$\mu = \mu_0 \left(1 - \left(\frac{T_{int}}{T_f} \right)^q \right) \quad (1)$$

$$\varphi_n = \pi / 4 + 0,5 \cdot (\gamma - \arctg(\mu_0)) \quad (2)$$

$$T_{int} = \frac{4 \cdot p_0 \cdot \mu(T_{int})}{7 \sqrt{\pi \cdot \lambda_d \cdot \rho_0 \cdot c_p}} \sqrt{v_c l_c} + \theta_h \quad (3)$$

где p_0 – среднее контактное давление на передней поверхности резца; T_f , λ_d , ρ_0 , c_p – температура плавления, теплопроводность, плотность и теплоемкость обрабатываемого материала соответственно; v_c , l_c , θ_h – скорость стружки, длина ее контакта с передней поверхностью и температура в плоскости сдвига; q и μ_0 – коэффициенты, экспериментально определяемые для ортогонального резания.

Во время последующего итерационного хода μ в выражении (1) принимает значение, определенное с учетом рассчитанной на предыдущем этапе величины T_{int} . Решение продолжается до тех пор, пока разница в расчетных значениях T_{int} не станет достаточно мала, после чего производится вычисление сил резания и определение угла сдвига на основании принципа минимума энергии стружкообразования $P_z \cdot v \rightarrow \min$.

Данный алгоритм базируется на допущении об адиабатическом характере пластического сдвига в зоне первичной деформации. Это ограничивает применимость модели диапазоном скоростей резания, характерным для высокоскоростной обработки. В модели игнорируется контактное взаимодействие участка износа на задней поверхности инструмента с обрабатываемым материалом. Кроме того, использование принципа минимума работы резания не в полной мере соответствует энергетическим соотношениям, отвечающим процессу резания.

Целью настоящей работы была разработка методики расчета сил резания, наиболее полно учитывающей особенности процесса «бреющего» течения.

Одним из основных факторов, оказывающих влияние на величину сил резания являются параметры сечения среза, определяющие нагрузку на режущий клин. В свою очередь толщина и ширина среза обуславливаются

кинематической схемой, режимами обработки, геометрическими параметрами инструмента.

Ввиду особенностей процесса, определение величины сечения среза при «бреющем» точении представляет особый интерес. На наш взгляд, достоверную качественную и количественную оценки сечения среза дает анализ рис. 1, на котором показана характерная для «бреющего» точения схема внедрения режущей кромки инструмента в обрабатываемый материал. Заштрихованная область (рис.1) – проекция сечения среза на плоскость A , проходящую через режущую кромку и ось X , где участок 1-2 – линия пересечения плоскости A (совпадающей с передней поверхностью резца с углом $\gamma = 0^\circ$) и обработанной на предыдущем витке поверхности, представляющей собой однополостный гиперболоид вращения, а 2-3 – линия пересечения еще необработанной поверхности (цилиндра) детали с плоскостью A . Форма сечения среза ограничена режущей кромкой резца и кривой 1-2-3. При этом толщина среза в каждой точке лезвия понимается как расстояние, измеренное между режущей кромкой, расположенной на поверхности резания, и линией 1-2-3, измеренное по нормали к режущей кромке инструмента

$$Y(X_\lambda) = \begin{cases} \sqrt{r^2 - X_\lambda^2 \sin^2(\lambda) + (S + X_\lambda \cos(\lambda))^2 \cdot \operatorname{tg}^2(\lambda)}, & X_1 \leq X_\lambda < X_2 \\ \sqrt{R^2 - X_\lambda^2 \sin^2(\lambda)}, & X_2 \leq X_\lambda \leq X_3 \\ R - t, & X_\lambda \leq X_1 \cup X_\lambda \geq X_3 \end{cases},$$

где

$$X_1 = \frac{-S}{2\cos(\lambda)}; \quad X_2 = \frac{\sqrt{R^2 - r^2}}{\sin(\lambda)} - \frac{S}{\cos(\lambda)} \quad X_3 = \sqrt{\frac{R^2 - (R - t)^2}{\sin^2 \lambda}}$$

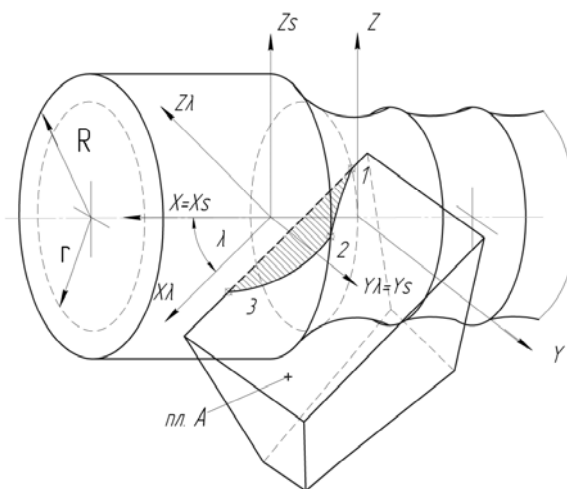


Рисунок 1 – Схема внедрения режущей кромки инструмента в обрабатываемый материал при «бреющем» точении

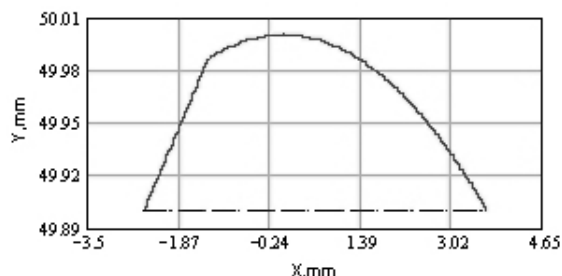


Рисунок 2 – Форма сечения среза в проекции на плоскость A ($\lambda = 60^\circ$; $t = 0,1$ мм; $S = 2,5$ мм/об; $R = 50$ мм)

Величина главной составляющей силы резания на передней поверхности вычисляется по известной величине угла сдвига или усадке стружки на основании уравнения баланса механической энергии при резании

$$P_z \cdot v = A_{pd} + A_{tp}, \quad (4)$$

где A_{pd} – работа пластической деформации на поверхности сдвига, A_{tp} – работа силы трения на передней поверхности инструмента.

В работе [2] предложено уравнение, для определения удельной работы пластической деформации при резании: $A_w = \varepsilon \cdot \tau$. Согласно условию пластичности Мизеса–Губера количество удельной энергии формоизменения не зависит от схемы деформации, а является функцией механических свойств материала. В этой связи можно утверждать, что в условиях косоугольного резания, когда деформация материала на плоскости сдвига происходит в двух направлениях – в плоскости нормальной к режущей кромке и касательном к ней направлении, данное уравнение также справедливо.

Работа пластической деформации за единицу времени:

$$A_{pd} = \tau(\varepsilon) \cdot \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v \quad (5)$$

где $\tau(\varepsilon)$ – предел прочности обрабатываемого материала на сдвиг, являющийся функцией степени и скорости деформаций; ε – суммарный относительный сдвиг, определяемый по [1] суммой относительных сдвигов при перемещении металла перпендикулярно к режущей кромке инструмента и вдоль нее:

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_N^2 + \varepsilon_T^2} = \sqrt{(ctg\beta_N + tg(\beta_N - \gamma))^2 + \left(\frac{tg\lambda}{\sin\beta_N} - \frac{tg\eta}{K_{LN} \cdot \sin\beta_N} \right)^2} \quad (6)$$

где $K_{LN} = \frac{\cos\gamma}{tg\beta_N} + \sin\gamma$; η – угол схода стружки по передней поверхности; β_N – угол сдвига в плоскости перпендикулярной к режущей кромке.

Направление сдвига в плоскости сдвига по отношению к перпендикуляру к режущей кромке может быть определено углом ρ :

$$tg(\rho) = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_N}. \quad (7)$$

Работу, производимую за счет трения стружки о переднюю поверхность резца определим из выражения:

$$A_{tp} = \frac{3}{4} \cdot l_c \cdot b_c \cdot q_f \cdot v_c \quad (8)$$

где q_f – удельная сила трения; l_c – длина контакта стружки с передней поверхностью; b_c – ширина стружки, $b_c = b \cdot \cos \eta$; v_c – скорость схода

стружки по передней поверхности $v_c = \frac{v \cdot \cos \lambda}{K_{LN} \cdot \cos \eta}$;

Подставляя выражения (2), (3) и (4) в (1), получим уравнение для определения составляющей силы резания P_z при заданной величине β_N :

$$P_z = \frac{\tau(\varepsilon) \cdot \sqrt{(\operatorname{ctg} \beta_N + \operatorname{tg}(\beta_N - \gamma))^2 + \left(\frac{\operatorname{tg} \lambda}{\sin \beta_N} - \frac{\operatorname{tg} \eta}{K_{LN} \cdot \sin \beta_N} \right)^2} \cdot a \cdot b \cdot v + \frac{3}{4} \cdot l_c \cdot b \cdot q_f \cdot v_c}{v}. \quad (9)$$

Неизвестную величину длины контакта стружки с передней поверхностью можно определить из условия равенства моментов сил, действующих на передней поверхности резца и в плоскости сдвига. Полагаем, что нормальные напряжения в плоскости сдвига распределены равномерно, а точка приложения нормальной составляющей сил, действующих на передней поверхности, соответствует координате центра тяжести эпюры нормальных контактных давлений. Для нормальных напряжений, действующих на передней поверхности, получаем

эпюру $p_n(x) = p_m \left(\frac{l_c - x}{l_c} \right)^n$ При единичных величинах l_c и p_m , $n = 4$ и $x_c =$

$0,167l_c$ координата центра тяжести находится как $x_c = \frac{\int_0^{l_c} x \cdot p_n(x) dx}{\int_0^{l_c} p_n(x) dx}$. Тогда

длина контакта:

$$l_c = \frac{1}{2} \frac{N_\tau \cdot a}{N_p \cdot \sin(\beta_N) \cdot x_c \cdot \cos(\eta)}, \quad (10)$$

где N_τ , N_p – силы, нормальные к поверхности сдвига и передней поверхности инструмента соответственно.

Соотношения между составляющими силы, действующей на передней поверхности инструмента заданными в системах координат $OXYZ$ и $OX_\gamma Y_\gamma Z_\gamma$ (рис. 3) можно найти, осуществляя последовательные преобразования систем координат:

$$\begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \lambda & 0 & \sin \lambda \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \lambda & 0 & \cos \lambda \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & \sin \gamma \\ 0 & -\sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_\gamma \\ Y_\gamma \\ Z_\gamma \end{pmatrix}.$$

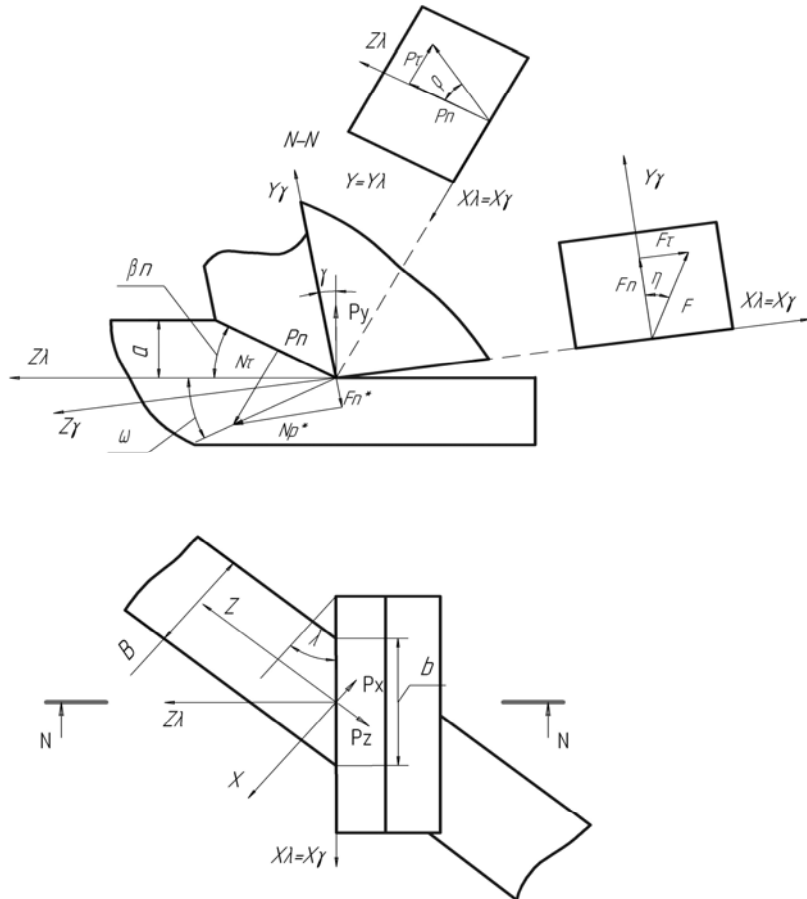


Рисунок 3 – Схема сил действующих на передней грани резца при косоугольном резании

Векторная сумма сил, действующих на переднюю поверхность инструмента со стороны обрабатываемого материала равна: $\vec{R} = \vec{F} + \vec{N} = F_T \vec{x}_\gamma + F_N \vec{y}_\gamma + N_p \vec{z}_\gamma$. Подставляя составляющие вектора \vec{R} в матрицу преобразования координат и раскрыв ее с учетом знаков P_x, P_y, P_z получим:

$$\begin{pmatrix} -P_x \\ P_y \\ -P_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\gamma & -\sin\lambda \cdot \sin\gamma & \sin\lambda \sin\lambda c \\ 0 & \cos\gamma & \sin\gamma \\ -\sin\lambda & -\cos\lambda \cdot \sin\gamma & \cos\lambda \cdot \cos\gamma \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_T \\ F_N \\ N_p \end{pmatrix}$$

$$-P_x = F_T \cos\gamma - F_N \cdot \sin\lambda \cdot \sin\gamma + N_p \cdot \sin\lambda \cdot \cos\gamma$$

$$P_y = 0 + F_N \cdot \cos\gamma - N_p \cdot \sin\gamma$$

$$-P_z = -F_T \cdot \sin\lambda - F_N \cdot \cos\lambda \cdot \cos\gamma + N_p \cdot \cos\lambda \cdot \cos\gamma$$

Откуда, с учетом известной величины P_z :
 $N_p = \frac{-P_z + F_T \sin\lambda + F_N \cos\lambda \cdot \sin\gamma}{\cos\lambda \cdot \cos\gamma}$. составляющая силы сдвига,

действующая вдоль режущей кромки, $P_\tau = \frac{a \cdot b \cdot \tau(\varepsilon) \cdot \sin(\rho)}{\sin(\beta_N)}$. Из условия

статического равновесия элемента стружки следует, что $F_T = |P_\tau|$. При условии справедливости допущения о совпадении направления силы трения на передней поверхности с направлением перемещения элементов сходящей стружки [1–4], величина проекции силы трения на нормальную к режущей кромке плоскость определяется соотношением $F_N = F_T / \operatorname{tg}(\eta)$.

Сила N_τ , действующая в направлении перпендикулярном к плоскости сдвига, определяется следующим образом:

$$\omega = \eta - \gamma; \quad \eta = \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{F_T^2 + F_N^2}}{N_p^*} \right); \quad N_p^* = -N_p; \quad N_\tau = \operatorname{tg}(\omega + \beta_N).$$

Для расчета сил резания необходимо определить угол сдвига в плоскости $N-N$. Для этого воспользуемся расчетной схемой представленной на рис. 3,4. Для начального значения температуры определяется угол сдвига β_N , величина которого связана со средней удельной силой трения q_f на передней поверхности, рассчитанной при заданной на данном этапе итерационного цикла температуре. Для полученного значения угла β_N снова определяется температура и соответствующая величина q_f . Расчетный цикл продолжается до тех пор, пока решение не стабилизируется (т.е. разница температур определенных на j и $j-1$ итерационных ходах составляет менее 1 %). Такой порядок расчета осуществляется для каждого элементарного участка ΔL_k режущей кромки резца, что необходимо для учета переменной вдоль режущей кромки толщины среза. На последнем этапе элементарные силы резания суммируются.

Непосредственное влияние на точность решения задачи, связанной с определением температурно-силовых параметров процесса «бреющего» резания, оказывает учет влияния на механические свойства обрабатываемого материала степени и скорости деформации, а также температуры в зоне сдвига и контактных зонах на поверхностях инструмента.

В работе [5] предложено использовать для вычисления τ_φ понятия температуры модифицированной по скорости деформации, что позволяет рассчитать напряжения при разных сочетаниях ε и θ_d на основании анализа зависимости $\tau - \theta_d$ построенной при ε и $\theta_d = \operatorname{const}$. Для описания зависимости предела текучести материала от условий обработки В.С. Кушнером [6], пренебрегая влиянием скорости деформации, получена зависимость $\tau_\varphi = S_b (1 - 0,5 \cdot 10^{-3} \theta_d)$. Авторы [5, 6] указывают, что уже при $\varepsilon = 1$ в материале наступает предельное упрочнение, после чего, при

дальнейшем увеличении степени деформации, роста предела прочности на сдвиг не наблюдается.

Данное положение не нашло экспериментального подтверждения в работе [2], где показано, что касательные напряжения в зоне сдвига определяются выражением:

$$\tau_{\varphi} = \frac{B\varepsilon_{сж}^c}{1,5(c+1)} \quad (11)$$

где B и c – константы, ε – относительная деформация.

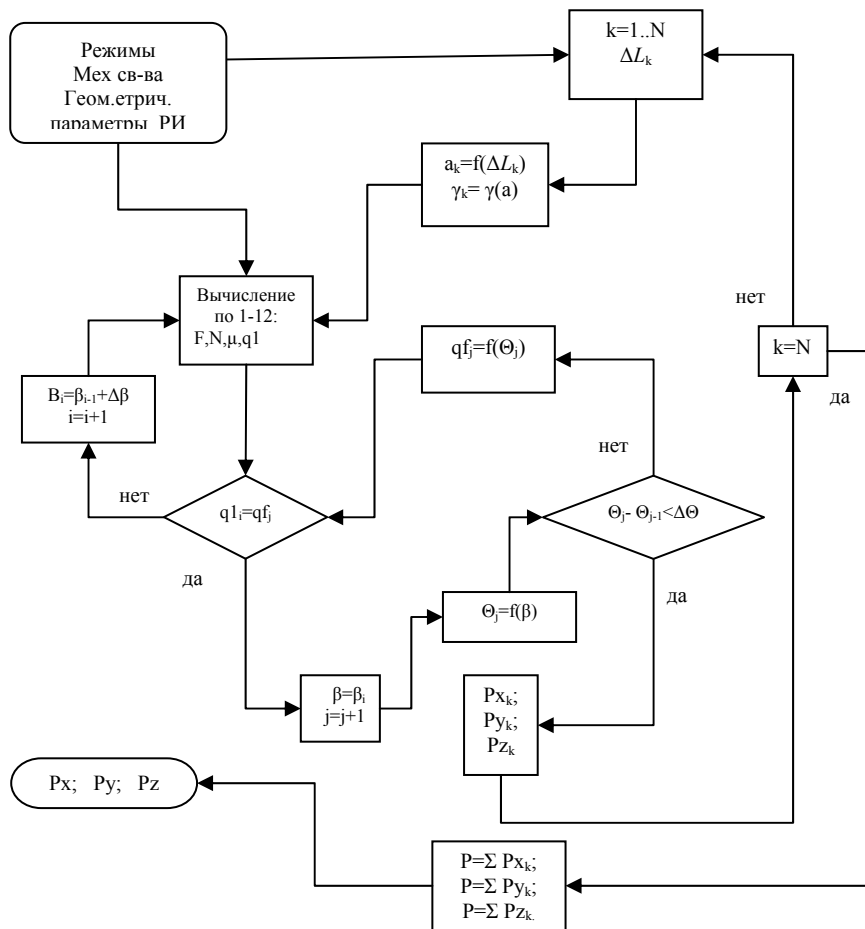


Рисунок 4 – Алгоритм расчета сил резания

Авторы указывают, что признаков предельного упрочнения сталей в процессе резания не наблюдается даже при очень высоких степенях относительной деформации. На основании установленного совпадения кривых удельных работ при резании и сжатии с равными степенями деформации доказано также отсутствие существенного влияния температуры и скорости деформации на напряжения в зоне сдвига. Учитывая хорошее соответствие экспериментальных данных выражению (11), в дальнейшем оно использовалось в настоящей работе.

В работах [2, 7, 8] показано, что средняя удельная сила трения q_f при резании металлов является инвариантом, и для широкого спектра условий резания изменяется незначительно. При этом величина q_f определяется свойствами обрабатываемого материала: $q_f = 0,6S_e$.

Однако, при определении q_f следует учитывать также температуру, а эмпирическая формула для определения касательных напряжений на передней поверхности аналогична зависимости, предложенной В. С. Кушнером для вычисления τ_{ϕ} : $q_f = S_b (1 - 0,5 \cdot 10^{-3} \theta_d)$

Расчет температуры контакта на передней поверхности инструмента проведем на основании методики [9], примененной для расчета тепловых потоков в зоне резания при обработке закаленных сталей инструментом из ПСТМ в работе [8].

Доли тепловых потоков, отводимых от контактной поверхности инструмента в резец и стружку, определяются соотношением:

$$b_0 = \frac{0,25 \cdot F \cdot D^{0,3} \sqrt{\cos\gamma + B\sin\gamma}}{\sqrt{Pe} \cdot B^{0,3} (\cos\gamma + \sin\gamma - B(\cos\gamma - \sin\gamma)^{0,2})},$$

где $F = \frac{\lambda_t}{\lambda_d} \beta \varepsilon$ – критерий, отражающий влияние геометрии инструмента и

отношения теплопроводностей инструментального и обрабатываемого материалов; $\beta = \pi/2$; $\varepsilon = \pi$; $D = \frac{a}{b}$ – критерий, характеризующий отношение

толщины и ширины среза; $Pe = \frac{va}{\omega}$ – критерий Пекле; $B = \operatorname{tg}\beta_N$ – тангенс угла сдвига, определенного в плоскости, нормальной к режущей кромке.

Отношение величин максимальной температуры на границе пластического и упругого контактов на передней поверхности инструмента к максимальной температуре в плоскости сдвига:

$$\Psi_M = \frac{0,9675n\sqrt{PeB}}{\operatorname{erf}\sqrt{\frac{PeB}{4}}} \cdot \sqrt{\frac{\cos\gamma + \sin\gamma - B(\cos\gamma - \sin\gamma)}{\cos\gamma + B\sin\gamma}},$$

где $n = \frac{1}{1+b_0}$.

Средняя температура на контактном участке со стороны передней поверхности

$$\theta_{\Pi} = \theta_A (1 + 0,73\Psi_M),$$

где θ_A – максимальной температуры в плоскости сдвига равная $\frac{\tau_\phi}{C\rho B} \operatorname{erf} \sqrt{\frac{\operatorname{Re}B}{4}}$, где $C\rho$ – удельная объемная теплопроводность материала, Дж/(м³К).

Для «бреющего» точения закаленных сталей характерным является большие значения сил действующих на задней поверхности резца, что связано с длиной активной части режущей кромки. В первом приближении их величину можно определить в соответствии с известными зависимостями (12–15):

$$P_{yz} = N_z = q_{NZ} \cdot L \cdot \delta; \quad P_{zz} = F_z = q_{FZ} \cdot L \cdot \delta; \quad P_{zz} = 0 \quad (12)$$

$$q_{NZ} = \frac{HB}{3}; \quad q_{FZ} = q_{NZ} \cdot \mu \quad (13)$$

$$\mu = \left(\frac{22500}{(90^\circ - \gamma)^{2,46}} \right)^{0,0015 \cdot (90 - \gamma)^{1,27}} \quad [2] \quad (14)$$

$$L = X_3 - X_1$$

$$\delta = \rho \left[2 \sin \left(\frac{90^\circ - \gamma_k}{2} \right) \left(\frac{90^\circ + \gamma_k}{2} \right) + (1 - \sin \gamma_k) \cdot \operatorname{ctg} \alpha_k \right] + h_3 \quad [6] \quad (15)$$

где q_{NZ} , q_{FZ} – нормальная и касательная средние удельные силы резания на задней поверхности; L – длина активной части режущей кромки; δ – суммарная длина площадки контакта на задней поверхности резца; ρ – радиус округления режущей кромки; $\gamma_k = 60^\circ$ – критическое значение переднего угла; α_k – кинематический задний угол, определенный в направлении вектора скорости резания; h_3 – величина фаски износа на задней поверхности резца.

Возможность расчета сил резания по приведенной выше методике проверялась сравнения результатов моделирования и экспериментальных данных.

Эксперименты проводились на станке ФТ–11, для измерения составляющих силы резания использовался трехкомпонентный динамометр УДМ–1200, показания которого записывались в память ЭВМ. Необходимый угол наклона режущей кромки обеспечивался с помощью поворотного резца, закрепленного в резцедержателе динамометра. Режущий инструмент оснащался пластинами из ПСТМ на основе КНБ SNUN – 120804Т (12,7×12,7×4,76 мм), передний и задний углы в нормальном к режущей кромке сечении составляли $\gamma = -10^\circ$ и $\alpha = 10^\circ$ соответственно. Опыты проводились при обработке стали ШХ-15 твердостью 61–64 HRC, диаметр заготовки – 92 мм.

Теоретический расчет показывает, что составляющие силы резания на задней поверхности инструмента имеют большие значения и превосходят по величине силы, действующие на передней поверхности резца (рис.5). Для экспериментальной проверки полученных результатов производилась обработка с глубиной резания $t = 0,025$ мм. Варьируя подачу и угол наклона таким образом, чтобы величина средней толщины среза составляла $a = 5-8$ мкм, можно создать условия, при которых нагрузка на режущий инструмент будет определяться, главным образом, напряжениями на площадке износа резца. При измерении сил действующих на задней поверхности резца опыты проводились при скорости $v = 0,96$ м/с и максимальной величине фаски износа 0,02 мм. Результаты расчетов и измерений представлены в табл.1. и на рис. 5. При расчетах средних напряжений учитывалась действительная форма поверхности износа со стороны задней поверхности инструмента – при косоугольном точении она близка к параболической. Площадь контакта на задней поверхности резца определяется как $F = 0,67L \cdot h_3$.

Как видно из табл. 1, соответствие расчетных и экспериментальных значений сил резания P_{xz} и P_{yz} достаточно хорошее.

Таблица 1

| S , мм/об | λ° | L , мм | P_{xz} , Н | P_{yz} , Н | P_{zz} , Н | P_{yz} , Н (расч.) | P_{zz} , Н (расч.) | μ | q_{NZ} , МПа | q_{FZ} , МПа |
|-------------|-----------------|----------|--------------|--------------|--------------|----------------------|----------------------|-------|----------------|----------------|
| 0,48 | 40 | 2,71 | 3 | 650 | 170 | 673 | 188 | 0,262 | 1791 | 471 |
| 1,52 | 30 | 3,57 | 7 | 916 | 234 | 953 | 267 | 0,255 | 1924 | 491 |
| 2,28 | 20 | 5,5 | 2 | 1300 | 380 | 1354 | 379 | 0,292 | 1774 | 518 |

На рис.6-8 представлены результаты динамометрических измерений составляющих силы резания ($\sum P_x, \sum P_y, \sum P_z$) полученные при различных условиях обработки, а также расчетные данные. Большие значения угла λ , несмотря на увеличение толщины среза, обеспечивают меньшую величину сил P_y и P_z на передней поверхности. Снижение нормальных контактных напряжений, увеличение угла схода стружки по передней поверхности и, соответственно, уменьшение коэффициента трения в нормальном к режущей кромке сечении приводит к росту угла сдвига и снижению сил N_p и F_N , которые определяют величину тангенциальной и радиальной составляющей силы на передней поверхности резца. При этом, сила, действующая в направлении оси детали, возрастает (рис.5, а). Уменьшение с ростом λ длины активной части режущей кромки является также причиной интенсивного снижения сил P_{xz} и P_{yz} (рис.5, б). Вследствие снижения нагрузки на передней и задней поверхностях резца с ростом угла наклона режущей кромки величины $\sum P_x, \sum P_y, \sum P_z$ уменьшаются (рис.6).

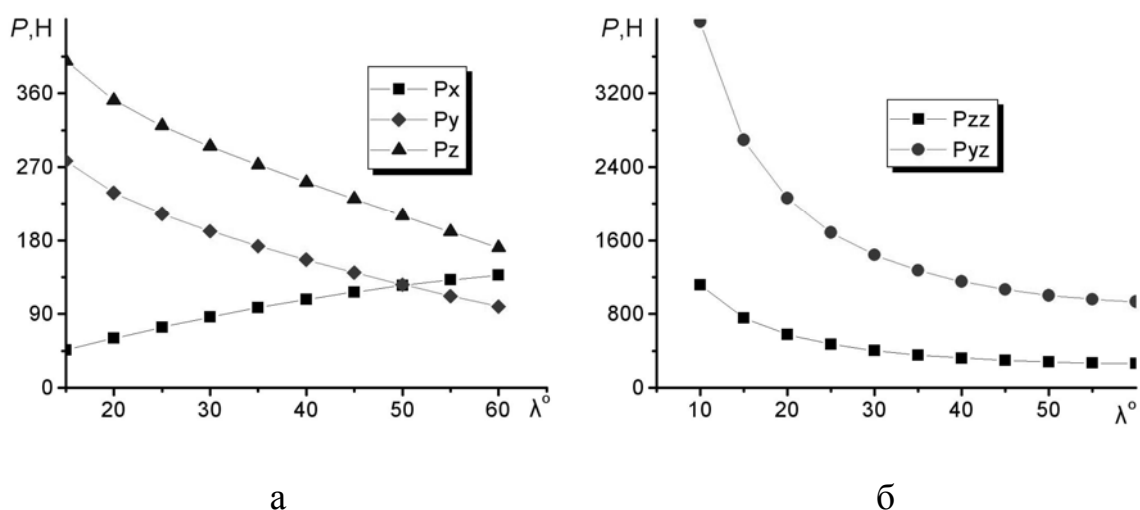


Рисунок 5 – Расчетные зависимости составляющих силы резания от угла наклона режущей кромки: *a* – величина сил на передней поверхности; *б* – величина сил на задней поверхности; ($S = 0,68$ мм/об; $t = 0,1$ мм; $v = 0,96$ м/с; $\gamma = -10^\circ$; $h_3 = 0,2$ мм)

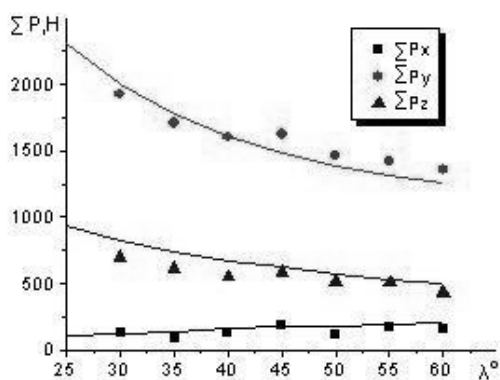


Рисунок 6 – Зависимость составляющих силы резания от угла наклона режущей кромки ($S = 0,68$ мм/об; $t = 0,1$ мм; $v = 0,96$ м/с; $h_3 = 0,15$ мм). Сплошные линии – расчетные данные, точки – экспериментальные.

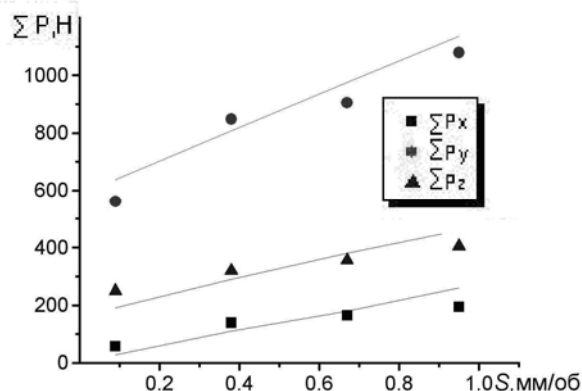


Рисунок 7 – Зависимость составляющих силы резания от величины подачи ($\lambda = 60^\circ$; $t = 0,1$ мм; $v = 0,96$ м/с; $h_3 = 0,1$ мм). Сплошные линии – расчетные данные, точки – экспериментальные

Увеличение подачи (рис.7) вызывает рост толщины среза, что приводит к увеличению сил, действующих на передней поверхности инструмента. Силы, как на передней, так и на задней поверхностях, увеличиваются также вследствие приращения длины кромки, контактирующей с обрабатываемым материалом. Аналогичным образом влияет на силы резания глубина резания (рис. 8). В сравнении с увеличением подачи, рост глубины резания оказывает более существенное влияние на параметр L , при этом в меньшей мере увеличивается толщина

среза. Соответственно при малых углах наклона кромки резца ($\lambda = (10-20)^\circ$) с увеличением глубины резания силы на задней поверхности будут возрастать в большей степени, чем силы, действующие на передней грани. При больших величинах λ ($40-60^\circ$) соотношение между приращениями сил на передней и задней поверхностях будет противоположным. Увеличение скорости резания (от 0,9 до 1,96 м/с) приводит к снижению всех составляющих силы резания, при этом сила $\sum P_z$ уменьшается более интенсивно, чем сила $\sum P_y$ (19 % и 11 % соответственно). Менее интенсивное снижение расчетных значений сил резания по сравнению с экспериментальными данными (рис. 9) объясняется влиянием температуры на величину составляющих P_{xz} , P_{yz} , P_{zz} , что не учитывается выражениями (12)–(15). Расчетные и экспериментальные значения, полученные при постоянной скорости резания, как это видно на графиках (рис. 6–8), совпадают с достаточной точностью (разница не превышает 20 %), что позволяет использовать данную методику расчета сил резания при анализе условий «бреющего» течения и определении оптимальных режимов резания.

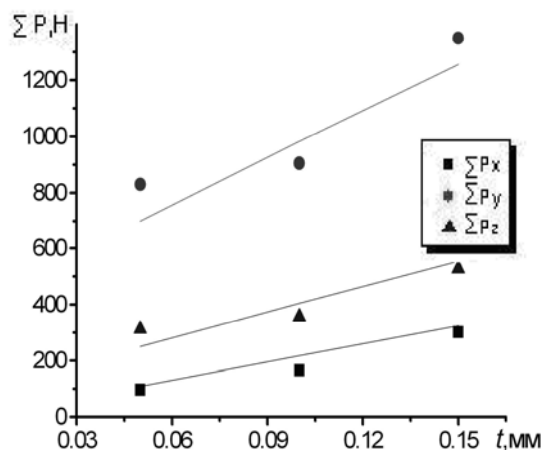


Рисунок 8 – Зависимость составляющих силы резания от глубины резания ($\lambda = 60^\circ$; $S = 0,68$ мм/об; $t = 0,1$ мм; $v = 0,96$ м/с; $h_3 = 0,1$ мм). Сплошные линии – расчетные данные, точки – экспериментальные.

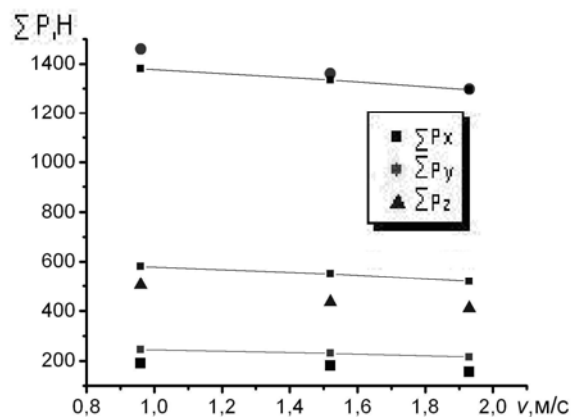


Рисунок 9 – Зависимость составляющих силы резания от скорости резания ($\lambda = 55^\circ$; $S = 1,33$ мм/об; $t = 0,1$ мм). Сплошные линии – расчетные данные, точки – экспериментальные

Необходимо отметить, что в связи с малой толщиной среза, средние значения которой зачастую соизмеримы с радиусом округления режущей кромки резца, при расчете сил на передней поверхности важным является учет действительного значения переднего угла режущего инструмента. Изменение толщины среза вдоль режущей кромки резца (рис.10, а), обуславливает переменную величину переднего угла (рис.10, б) и, согласно расчетам, оказывает влияние на величину нормальных

контактных напряжений (рис.10, ε). При этом на участках режущей кромки, примыкающих к входящей и выходящей точкам лезвия, наблюдается резкий рост напряжений, обусловленный большим отрицательным значением действительного переднего угла. Степень усадки стружки, определенная в нормальном к режущей кромке сечении, также изменяется вдоль режущей кромки, что свидетельствует о неравномерности деформации вдоль кромки и приводит к относительному перемещению частиц материала переходящего в стружку.

Большие величины сил резания, действующих на задней поверхности инструмента, являются причиной того, что соотношение сил $\sum P_y / \sum P$ при «бреющей» обработке с применением инструмента, оснащенного ПСТМ, больше единицы, а в диапазоне режимов обработки, при которых получены зависимости, представленные на графиках (рис. 8-9), составляет 2,1–3,2. В работе [8] показано, что характер и вероятность разрушения режущих пластин из ПСТМ на основе КНБ зависит от соотношения максимальных напряжений на передней и задней поверхностях реза, определяемых в свою очередь отношением сил $\sum P_y / \sum P_z$. При $\sum P_y > \sum P_z$ наиболее вероятным является разрушение, сопровождающееся сколами вдоль передней поверхности инструмента вследствие формирования сжимающих напряжений, превосходящих предел прочности инструментального материала.

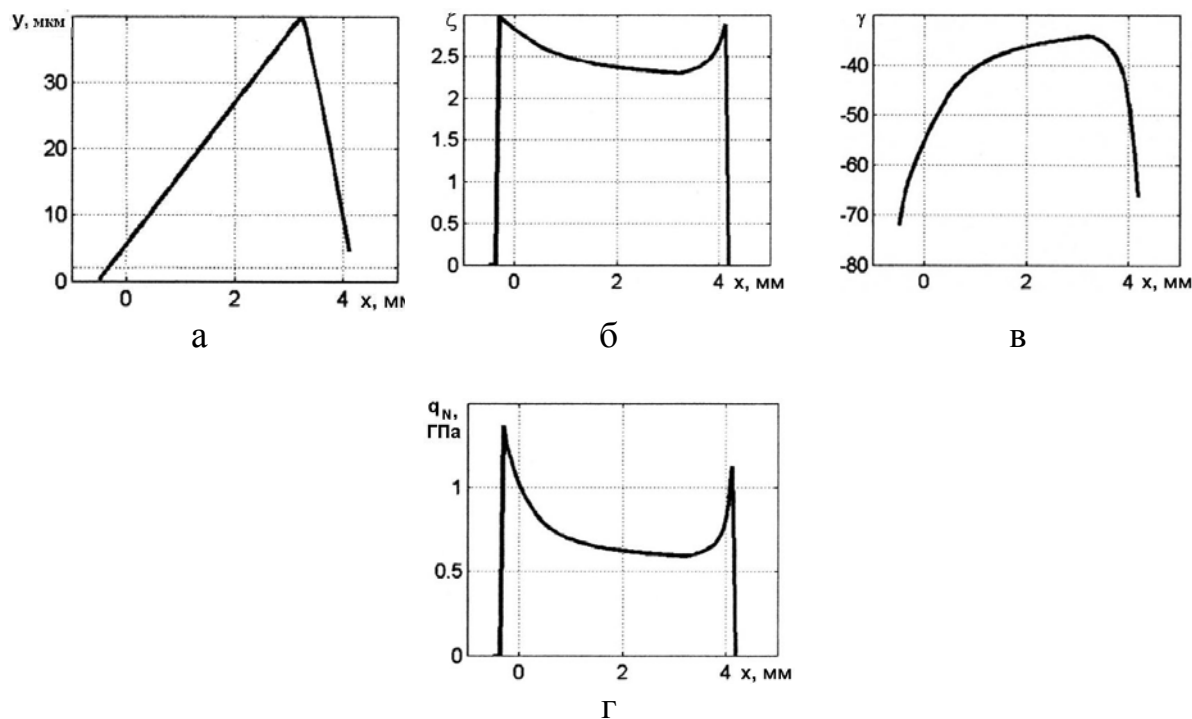


Рисунок 10 – Форма сечения среза (а) и изменение вдоль режущей кромки степени усадки стружки (б), величины действительного переднего угла (в), нормального давления (г): ($\lambda = 45^\circ$; $S = 0,68$ мм/об; $t = 0,1$ мм; $v = 0,96$ м/с)

Изнашивание инструмента при «бреющем» точении часто сопровождается выкрашиванием частиц ПСТМ со стороны передней поверхности, приводящим к ухудшению качества обработанной поверхности, что также может быть вызвано большими сжимающими напряжениями в объеме материала, прилегающего к режущей кромке. Создать условия, при которых напряженное состояние в инструменте будет более благоприятным, можно изменив величину соотношения сил $\sum P_y / \sum P_z$. Указанное можно осуществить, увеличивая силы, действующих на передней поверхности (путем повышения толщины среза) и уменьшая составляющие N_z и F_z за счет увеличения угла наклона режущей кромки.

На рис.11 показана расчетная зависимость $K = \sum P_y / \sum P_z$ от угла наклона режущей кромки λ . Как показывают исследования, зависимость является экстремальной с минимумом при величине угла наклона кромки $\lambda = 45^\circ$ для различных сочетаниях подач, глубины резания и величины износа резца.

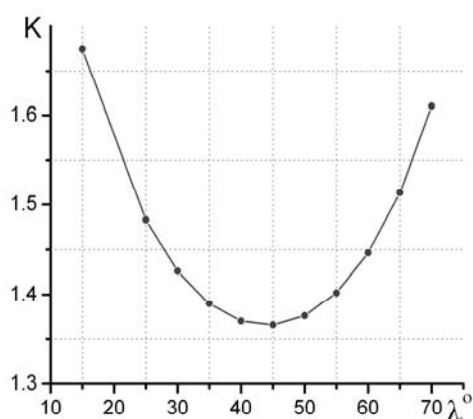


Рисунок 11 – Зависимость соотношения P_y/P_z от величины угла наклона режущей кромки ($S = 2$ мм/об; $t = 0,3$; $h_3 = 0,1$ мм; $R = 50$ мм)

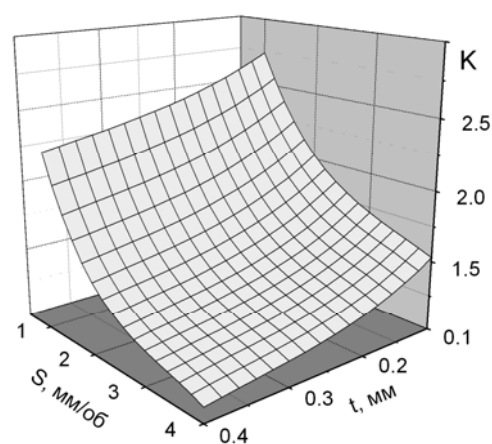


Рисунок 12 – Зависимость соотношения P_y/P_z от глубины резания и величины подачи ($\lambda = 45^\circ$; $S =$ мм/об; $t = 0,2$; $h_3 = 0,1$ мм; $R = 50$ мм)

Расчет влияния на величину соотношения сил $\sum P_y / \sum P_z$ глубины резания и подачи (рис. 12) показывает, что последняя оказывает на коэффициент K большее влияние, чем глубина резания, и следовательно, обработка с максимально возможной подачей (при заданной глубине резания) является наиболее целесообразной.

Выполненный комплекс теоретических и экспериментальных исследований позволил разработать новую методологию расчета сил резания при «бреющем» точении, учитывающую особенности косоугольного резания. Расчетные величины сил на задней и передней поверхностях инструмента хорошо соотносятся с величинами сил,

полученными экспериментально. Разработка может быть эффективно использована при расчетной оптимизации условий реализации процесса “бреющего” точения.

Литература

- 1 Бобров В.Ф. Влияние угла наклона главной режущей кромки инструмента на процесс резания металлов. – М.: Машиностроение, 1962. – 149 с.
- 2 Розенберг А.М., Розенберг О.А. Механика пластического деформирования в процессах резания и деформирующего протягивания. – Киев: Наук. думка, 1990. – 320 с.
- 3 Huang Y., Liang S.Y. Cutting Forces Modeling Considering the Effect of Tool Thermal Property – Application to CBN Hard Turning // Int. J. of Adv. Manuf. Tech. (acc. for publ.)
- 4 Moufki A., Devillez A., Dudzinski D., Molinari A. Thermomechanical modelling of oblique cutting and experimental validation // Int. J. Mach. Tools Manuf.– 2004.– 44.– P. 971–989.
- 5 Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента.– М.: Машиностроение, 1982.– 320 с.
- 6 Кушнер В.С. Термомеханическая теория процесса непрерывного резания пластичных материалов.– Иркутск: Изд-во Ирк. Ун-та, 1982.– 180 с.
- 7 Полетика М.Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента.– М.: Машиностроение, 1969. – 150 с.
- 8 Сверхтвердые материалы. Получение и применение. Том 5: Обработка материалов лезвийным инструментом / Под ред. С. А. Клименко. – Київ: ІНМ ім. В. М. Бакуля, ІВЦ “Алкон” НАНУ, 2006. – 316 с.
- 9 Силин С.С. Метод подобия при резании металлов.– М.: Машиностроение, 1979.– 152 с.

УДК 621.9

Равская Н.С., Балушок К.Б., Охрименко А.А.
НТУУ «КПІ», г. Киев, ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье,
НТУУ «КПІ», г. Киев, Украина

ЧЕРВЯЧНЫЕ ФРЕЗЫ С РАЦИОНАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ

In the article the questions of planning of worm milling cutters with rational geometry of cutting part are considered. The increase of exactness of gear-wheels of cut cutting by such milling cutters is experimentally proved

Введение

Широкое распространение при изготовлении зубчатых колес получили червячные фрезы. Не смотря на достаточно долгую историю использования его в машиностроении, этот инструмент остается сложным по конструкции и технологии его изготовления.

Червячные зуборезные фрезы имеют нерациональную геометрию режущей части, которая является причиной снижения их работоспособности, создание рациональной геометрии снижало точность таких фрез. Теория их проектирования основана на многих допущениях, что не совсем точно отображает процесс формообразования зубчатых колес этим инструментом, что в свою очередь приводит к снижению точности обрабатываемых колес.

Повышению точности нарезанию зубчатых колес червячными фрезами за счет назначения рациональной геометрии режущей части посвящены работы многих исследователей [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12]. Однако в данных работах задача разработки таких фрез решалась не в полной мере, в одних работах не учитывался характер пространственного зацепления фрезы с нарезаемым колесом или рассматривались только технологические вопросы изготовления таких фрез без учета формообразования такими фрезами.

В данной работе рассматриваются в комплексе вопросы профилирования и изготовления фрез с рациональной геометрией режущей части.

Рассмотрим образование зуба фрезы в процессе его изготовления. Пересечение передней винтовой поверхности зуба фрезы с положительным инструментальным передним углом и задней затылованной поверхностью зуба фрезы при условии, что она образована для фрезы с нулевым передним углом, в отличие от стандартных фрез для которых затылование проводят инструментом смещенным относительно оси на величину пропорциональную переднему углу, образует криволинейную пространственную режущую кромку. Такая режущая

кромка не находится на поверхности теоретически точного эвольвентного червяка и на поверхности базового червяка на котором фреза изготовлена. Исходя из конструкции фрезы отклонения для правой и левой боковой стороны зуба фрезы будут более близки по значениям для конволютных фрез с винтовыми стружкоразделительными канавками, чем для архимедовых с прямыми стружкоразделительными канавками. Вместе с тем на базе конволютного червяка с положительным инструментальным передним углом можно обеспечить заданную точность за счет подбора:

- угла профиля базового конволютного червяка;
- переднего инструментального угла;
- величины заднего угла (величины затылования).

За счет этого червяк образованный криволинейной пространственной ржущей кромкой может иметь минимальное отклонение от поверхности теоретически точного эвольвентного червяка, при чем для таких фрез сохраняются все технологические преимущества, как и для обычных чистовых фрез с нулевым передним углом.

Образование передней винтовой поверхности

Для решения поставленной задачи было рассмотрено образование передней винтовой поверхности фрезы как огибающей последовательных положений конической стороны заточного круга. Для определения передней поверхности имеем следующие системы координат (рис.1), которые изображены в начальном положении.

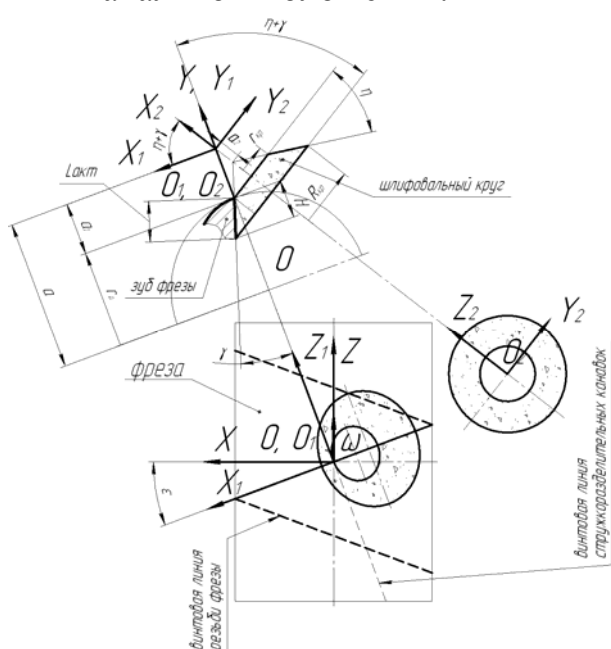


Рисунок 1 – Образование передней поверхности зуба фрезы

где $S(X, Y, Z)$ - система связана с фрезой;
 $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$ - вспомогательная система координат;
 $S_2(X_2, Y_2, Z_2)$ - система связана с заточным кругом.

Установочные параметры :

- $l_{акт}$ – высота по передней поверхности заточиваемой части зуба;
- H - проекция $l_{акт}$ на ось Y , Y_1 , высота зуба;
- η - угол профиля шлифовального круга;
- ε - угол разворота шлифовального круга;
- a – межцентровое расстояние;
- a_2 - смещение начала конической поверхности круга относительно центра координат в системе $S_2(X_2, Y_2, Z_2)$;
- γ – передний инструментальный угол фрезы;
- $R_{кр}$ – наибольший радиус заточного круга принимающий участие в работе;
- $r_{кр}$ – наименьший радиус заточного круга принимающий участие в работе.

Тогда уравнение контакта конической стороны круга с передней винтовой поверхностью запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} & \cos \eta (a_2 \sin t \sin \eta \cos \varepsilon - p_1 \sin t \sin \eta \sin \varepsilon \sin(\eta + \gamma) - a \sin t \sin \eta \cos \varepsilon \sin(\eta + \gamma) + \\ & + p \cos \eta \sin \varepsilon \cos(\eta + \gamma) + a \cos \eta \cos \varepsilon \cos(\eta + \gamma) - a_2 \cos t \sin \eta \sin \varepsilon \sin(\eta + \gamma) - \\ & - p_1 \cos t \sin \eta \cos \varepsilon + a \cos t \sin \eta \sin \varepsilon) / (\cos t \sin \varepsilon \sin(\eta + \gamma) - \sin t \cos \varepsilon) - l = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Образование задней затылованной поверхности

Задняя затылованная поверхность образуется как огибающая к последовательным положениям конической стороны шлифовального круга при затыловании (рис.2).

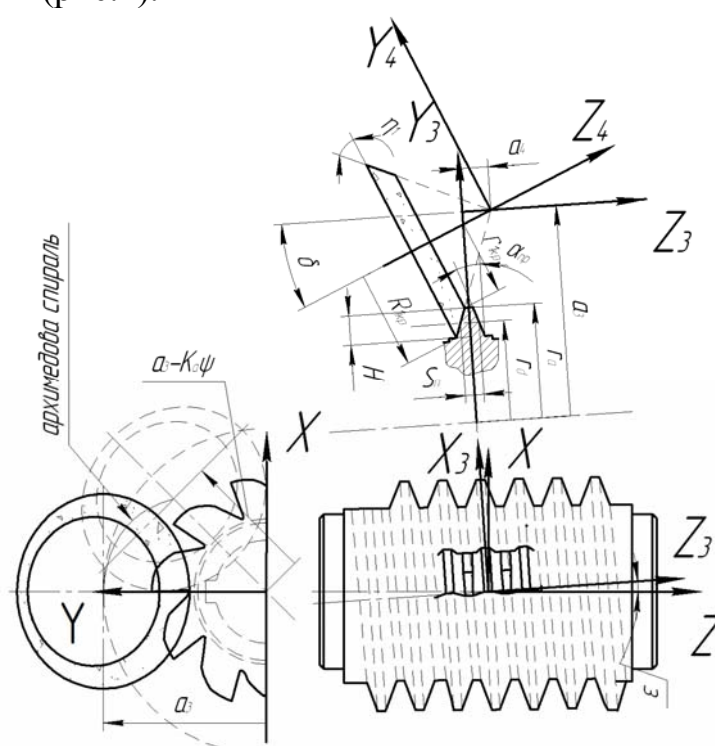


Рисунок 2 – Образование задней затылованной поверхности зуба фрезы

где $S(X, Y, Z)$ - система связана с фрезой;

$S_3(X_3, Y_3, Z_3)$ - вспомогательная система координат;

$S_4(X_4, Y_4, Z_4)$ - система связана с затыловочным кругом.

В процессе затылования система $S_3(X_3, Y_3, Z_3)$ та $S_4(X_4, Y_4, Z_4)$ движутся по винтовой линии витков резьбы фрезы и смещаются в радиальном направлении к оси фрезы пропорционально падению затыловочного кулачка.

Установочные параметры:

- H - высота зуба, которая затылуется;
- η_1 - угол профиля шлифовального затыловочного круга;
- ε - угол разворота шлифовального затыловочного круга;
- a_3 - межцентровое расстояние;
- a_4 - смещение начала конической поверхности круга относительно центра координат в системе $S_3(X_3, Y_3, Z_3)$;
- $R_{1кр}$ – наибольший радиус затыловочного круга принимающий участие в работе;
- $r_{1кр}$ – наименьший радиус затыловочного круга принимающий участие в работе;
- S_n – толщина зуба фрезы на делительном диаметре;
- α_{np} – угол профиля исходного контура червяка.

Тогда уравнение контакта конической стороны затыловочного круга с задней затылованной поверхностью зуба фрезы запишется следующим образом:

$$\begin{aligned}
 \rho'_{кр} &= \begin{pmatrix} ((l \operatorname{tg} \eta_1 \cos \delta + l_1 \sin t_1 \sin \delta + a_4) \sin \varepsilon + l_1 \cos t_1 \cos \varepsilon) \cos \psi + \\ + (l_1 \operatorname{tg} \eta_1 \sin \delta + l_1 \sin t_1 \cos \delta + a_3 - K_a \psi) \sin \psi, \\ - ((l \operatorname{tg} \eta_1 \cos \delta + l_1 \sin t_1 \sin \delta + a_4) \sin \varepsilon + l_1 \cos t_1 \cos \varepsilon) \sin \psi + \\ + (l_1 \operatorname{tg} \eta_1 \sin \delta + l_1 \sin t_1 \cos \delta + a_3 - K_a \psi) \cos \psi, \\ (l \operatorname{tg} \eta_1 \cos \delta + l_1 \sin t_1 \sin \delta + a_4) \cos \varepsilon - l_1 \cos t_1 \sin \varepsilon - p \psi \end{pmatrix} \\
 \rho''_{кр} &= \begin{pmatrix} ((-l \operatorname{tg} \eta_1 \cos \delta - l_1 \sin t_1 \sin \delta - a_4) \sin \varepsilon + l_1 \cos t_1 \cos \varepsilon) \cos \psi + \\ + (l_1 \operatorname{tg} \eta_1 \sin \delta + l_1 \sin t_1 \cos \delta + a_3 - K_a \psi) \sin \psi, \\ - ((-l \operatorname{tg} \eta_1 \cos \delta - l_1 \sin t_1 \sin \delta - a_4) \sin \varepsilon + l_1 \cos t_1 \cos \varepsilon) \sin \psi + \\ + (l_1 \operatorname{tg} \eta_1 \sin \delta + l_1 \sin t_1 \cos \delta + a_3 - K_a \psi) \cos \psi, \\ (-l \operatorname{tg} \eta_1 \cos \delta - l_1 \sin t_1 \sin \delta - a_4) \cos \varepsilon - l_1 \cos t_1 \sin \varepsilon - p \psi \end{pmatrix} \\
 NV'_1(l_1, t_1, \psi) &= \begin{vmatrix} \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial \psi} & \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial \psi} & \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial \psi} \\ \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial l_1} & \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial l_1} & \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial l_1} \\ \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial t_1} & \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial t_1} & \frac{\partial \rho'_{кр}}{\partial t_1} \end{vmatrix} = 0, \quad NV''_1(l_1, t_1, \psi) = \begin{vmatrix} \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial \psi} & \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial \psi} & \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial \psi} \\ \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial l_1} & \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial l_1} & \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial l_1} \\ \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial t_1} & \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial t_1} & \frac{\partial \rho''_{кр}}{\partial t_1} \end{vmatrix} = 0, \quad (2)
 \end{aligned}$$

Режущая кромка фрезы образуется в результате пересечения передней винтовой поверхности и задней затылованной. Для ее нахождения необходимо рассмотреть совместно уравнения (1) и (2).

После того как найдены координаты точек режущей кромки фрезы, сравниваем их отклонение от поверхности теоретически-точного эвольвентного червяка. Для этого необходимо рассмотреть винтовое движение пространственной режущей кромки с винтовым параметром p , эта кромка образует червяк образующей которого она будет. После этого найдем осевое сечение такого эквивалентного червяка за следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} R_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2} \quad \operatorname{tg}(\nu_i) = \frac{X_i}{Y_i} \quad R_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2} \quad \operatorname{tg}(\nu_i) = \frac{X_i}{Y_i}, \\ Z_{e_i} = Z_i + p\nu_i \quad Y_{e_i} = R_i \quad Z_{e_i} = Z_i - p\nu_i \quad Y_{e_i} = R_i, \end{aligned} \quad (3)$$

где Z_e, Y_e - координаты точек осевого сечения эквивалентного червяка;

X, Y, Z – координаты точек пространственной режущей кромки.

Фреза считается оптимальной по параметрам, если площадь ограниченная осевым сечением эквивалентного червяка и эвольвентного червяка будет минимальной, при чем касание этих профилей при сравнении должно быть в точке [8]. Данный алгоритм был реализован в системе MATLAB с использованием прикладного пакета программ Optimization Toolbox 3.0.1, что используется для решения оптимизационных задач.

Как показали расчеты можно проектировать червячные фрезы с положительным инструментальным углом и по точности они будут точнее за стандартные фрезы с нулевым передним углом изготовленными на одинаковом диаметре табл.1.

Таблица 1 – Параметры фрез с положительным передним углом

| Модуль, мм | Диаметр фрезы, мм | Передний угол | Величина загилования фрез, мм | Угол исходного профиля базового червяка | Диаметр круга для затачивания, мм | Диаметр круга для загилования, мм |
|------------|-------------------|-----------------|-------------------------------|---|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 3 | 80 | 5 ⁰ | 6 | 19,985 ⁰ | 100 | 100 |
| 3 | 80 | 10 ⁰ | 6 | 19,859 ⁰ | 100 | 100 |
| 3 | 80 | 15 ⁰ | 6 | 19,758 ⁰ | 100 | 100 |

Расчеты показывают, что такая методика проектирования наиболее эффективна для фрез средних модулей 3-6мм. Для примера фрезы модулем 3мм на диаметре 80мм с положительным передним углом за максимальной ошибкой профиля будут точнее за стандартные фрезы изготовлены на том же диаметре рис.3.

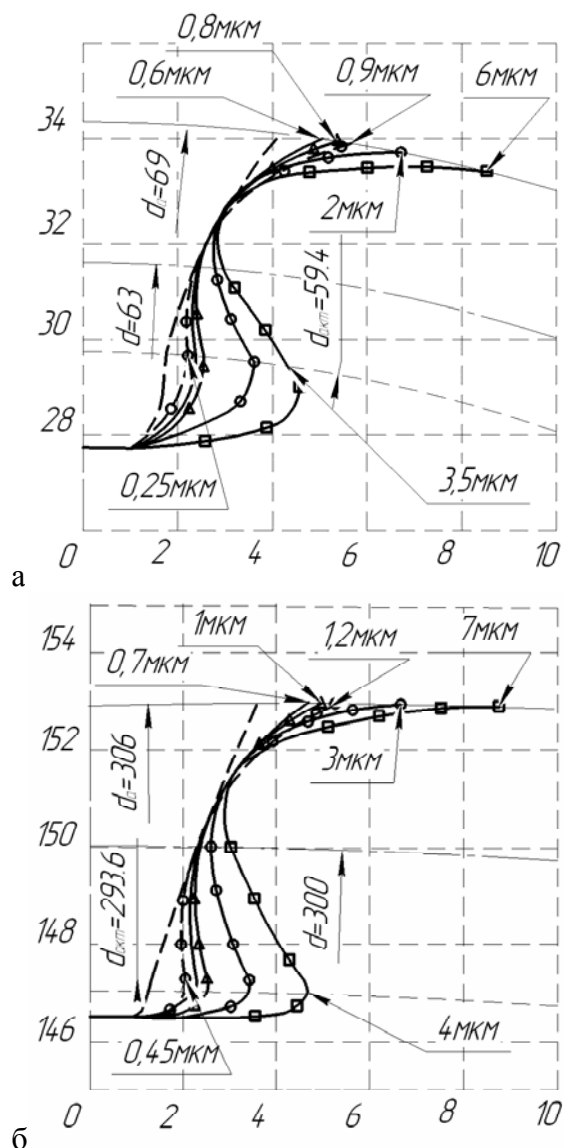


Рисунок 3 – Ошибка профиля колеса, $m=3\text{мм}$, $d_a=80\text{мм}$: $Z_k=21$ а), $Z_k=100$ б), - эвольвентный профиль зуба, - ● - профиль зуба сопряженный с червяком стандартной конволютной фрезы, -- профиль зуба сопряженный с фрезой $\gamma=5^\circ$, -▲- профиль зуба сопряженный с фрезой $\gamma=10^\circ$, -●- профиль зуба сопряженный с фрезой $\gamma=15^\circ$. -■- профиль зуба сопряженный со стандартной фрезой $\gamma=0^\circ$, которая затыловалась и затачивалась конической стороною круга без специальной криволинейной правки.

Также, стандартные фрезы с нулевым передним углом, которые изготовлены без специальной криволинейной правки заточного и затыловочного круга дают ошибку по профилю зубчатого колеса в 6 раз больше чем от стандартного конволютного червяка.

Для проверки данных положений была изготовлена на ОАО «Мотор Сич» г. Запорожье фреза предложенной конструкции и проведены сравнительные производственные испытания со стандартной фрезой, параметры фрез приведены в табл.2.

Таблица 2 – Основные параметры фрезы предложенной конструкции и стандартной

| Название параметра | | Стандартная фреза | Фреза предложенной конструкции |
|--|-----------------------|-------------------|--------------------------------|
| Модуль | m | 3 | 3 |
| Наружный диаметр | d_a | 100 | 80 |
| Количество зубьев | Z_f | 12 | 10 |
| Шаг в нормальном сечении | P_n | 9.425 | 9.425 |
| Шаг в осевом сечении | P_0 | - | 9.427 |
| Угол наклона винтовой линии резьбы на делительном диаметре | ω | 1°52'07" | 2°20'51" |
| Угол профиля инструментальной рейки | $\alpha_{пр}$ | 20° | 20°15' |
| Количество заходов | - | 1 | 1 |
| Передний инструментальный угол | $\gamma_{инс}$ m | 0 | 5° |
| Величина затылования | K | 6 | 6 |
| Материал фрезы | - | Сталь P18 | Сталь P18 |

Стандартная червячная фреза ОАО «Мотор Сич» г. Запорожье имеет увеличенный наружный диаметр 100 мм в отличие от ГОСТ 9492-80 (для кл. А 80мм, кл. АА 112мм), это сделано с целью уменьшения ошибки профилирования таких фрез, также фреза, которая используется на ОАО «Мотор Сич» имеет большее количество зубьев 12, что сделано для уменьшения огранки, фреза предложенной конструкции имеет 10 зубьев. Фреза ОАО «Мотор Сич» затылуется и затачивается конической стороной круга без специальной криволинейной правки, что дополнительно увеличивает ошибки профиля зубчатых колес.

Испытания проводились при нарезании зубчатых колес $m=3\text{мм}$, $Z_k=26$ для ГТД (новые изделия ОАО «Мотор Сич» - АИ-450МС, АИ-222-25, Д-27, Д-436-148), параметры зубчатого колеса приведены в таблице 3.

Испытания проводились на зубофрезерном станке мод. PFAUTER P251. Режимы резания были следующие: а) стандартная фреза: обороты шпинделя $n=112$ об/мин, скорость резания $V=34$ м/мин, осевая подача $S=0.5$ мм/об, б) фреза предложенной конструкции: обороты шпинделя $n=132$ об/мин, скорость резания $V=34$ м/мин, осевая подача $S=0.5$ мм/об. В качестве СОТС использовалось масло Индустриальное-20.

Таблица 3 – Основные параметры зубчатого колеса

| Название параметра | Обозначение | Значение |
|------------------------------------|-------------|-------------------|
| Модуль | m | 3 |
| Количество зубьев | Z_k | 26 |
| Угол исходного профиля | α | 20^0 |
| Допуск на радиальное биение зубьев | F_r | 0.06 |
| Делительный диаметр | d | 78 |
| Диаметр точек активного профиля | d_{pmax} | 76.64 |
| Длина общей нормали на 4-х зубьях | W | $33.556_{-0.056}$ |
| Материал колеса | 14ХГСН2МА-Ш | |

Измеренная эвольвентограмма колес что нарезались показана на рис.4.

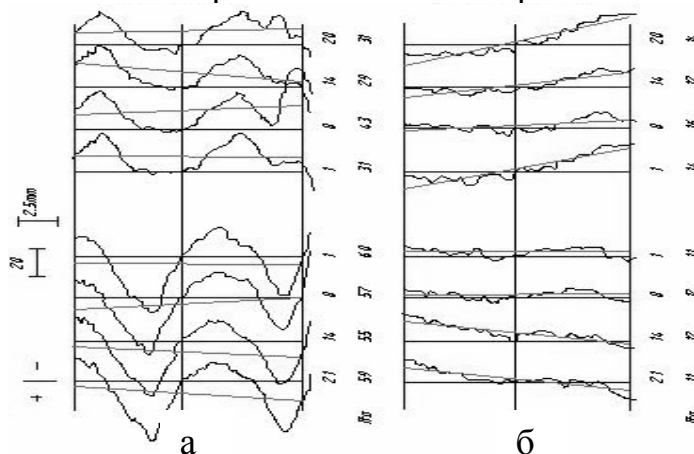


Рисунок 4 – Эвольвентограмма профиля зубчатых колес нарезанных: стандартною а) фрезой предложенной конструкции б).

По ошибке профилю зубчатые колеса, нарезанные фрезами предложенной конструкции в 2-2,5 раза точнее за стандартные используемые фрезы ОАО «Мотор Сич». По форме и значениям эвольвентограмма отличается от расчетных значений, что вызвано тем, что на точность профиля колеса влияет вся технологическая система. Однако ошибка колес нарезанных фрезами предложенной конструкции ближе к расчетной что говорит о лучших условиях резания данным инструментом.

Повышение точности зубчатых колес при измерении накопленной ошибки шага в сравнении с колесами, нарезанными стандартной фрезой

составило приблизительно 1,5 - 2 раза (рис. 5).



Рисунок 5 – Диаграмма измеренной накопленной ошибки шага колеса F_{pr} нарезанных: стандартной фрезой а), фрезой предложенной конструкции б).

Как известно ошибки профиля фрезы не оказывают существенного влияния на точность зубчатых колес за показателями кинематической точности, однако повышение точности за данным показателем можно объяснить тем, что за счет более рациональной геометрии режущей части фрезы предложенной конструкции, процесс резания в такой технологической системе протекает более стабильно с меньшими силами резания, вибрациями и т.д.

Выводы

Показано что за счет рационального выбора параметров режущей части фрезы можно повысить точность профилирования таких фрез.

Фрезы изготовлены за данной методикой более технологичные в изготовлении, чем стандартные, так как отпадает специальная криволинейная правка заточного и затыловочного круга.

Экспериментально доказано повышение точности зубчатых колес нарезанных такими фрезами.

Литература

- 1 Гончаров А.М. Повышение точности профилирования червячных фрез с оптимальными передними углами. //Резание и инструмент. – Харьков: ХГУ, 1990. - Вып.43. - С.64-68.
- 2 Иноземцев Г.Г. Червячные фрезы с рациональными геометрическими и конструктивными параметрами. – Саратов: изд-во Саратовского ин-та, 1961. - 244 с.
- 3 Иноземцев Г.Г. Аналитическая теория профилирования абразивных кругов для затылования точных червячных фрез. – М. ГОСИНТИ, вып. 42, 1962. – 160 с.
- 4 Лагутин С.А., Сандлер А.И. Шлифование винтовых и затылованных поверхностей. - М.: Машиностроение, 1991, - 112 с.
- 5 Лашнев С.И., Борисов А.Н., Емельянов С.Г. Геометрическая теория формирования поверхностей режущими инструментами. – Курск: КГТУ, 1997. - 394 с.
- 6 Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968. – 586 с.
- 7 Люкшин В.С. Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. - М.: Машиностроение, 1968. - 372 с.
- 8 Охрименко А.А. Автореф. дис. к.т.н. Підвищення точності та працездатності черв'ячних зуборізних фрез. – К. 2006. – 21с.
- 9 Перепелица Б.А. Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей. – Харьков: изд-во Харьковского ун-та, 1981. - 152 с.
- 10 Петренко П.Д., Сандлер А.И. Профилирование кругов для заточки червячных фрез по передней поверхности //Станки и инструмент. - 1978. №1. - С.27-28.
- 11 Родин П.Р., Климов В.И., Якубсон С.Б. Технология изготовления зуборезного инструмента. - К.: Техника, 1982. - 208 с.
- 12 Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. - М.: Станкин, 1999. - 494с.

УДК 621.923

Матюха П.Г., Стрелков В.Б., Габитов В.В.

ДонНТУ, г. Донецьк, Україна

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ПОВЕРХНОСТИ ЗАГОТОВКИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ

A method of temperature determination on the surface of the hard alloy sample while grinding by the resilient scheme has been propounded, experimental validation of the calculation data has been completed.

Введение

В условиях рыночных отношений обеспечение требуемого качества является одним из условий выпуска конкурентоспособной продукции. При шлифовании твердых сплавов качество обработки определяется параметрами шероховатости обработанной поверхности и отсутствием дефектов в виде шлифовочных трещин.

В настоящее время определение температуры на шлифованной поверхности выполняется экспериментально [1]. Вместе с тем, предпочтительно прогнозировать показатели качества еще на стадии определения режимов обработки, которые ограничены техническими условиями, налагаемыми инструментом и качеством обработанной поверхности.

Основная часть

Целью работы является определение температуры на поверхности заготовки при шлифовании по упругой схеме твердого сплава ВК8 алмазным кругом 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 при известной силе поджима образца к рабочей поверхности круга (РПК), найденной из условия отсутствия окисления алмазных зерен.

Исходными данными для расчета температуры на поверхности образца являются:

- механические режимы шлифования;
- физикомеханические свойства обрабатываемого материала и инструмента;
- график изменения текущей лимитированной режущей способности круга, по которому находится глубина резания.

При шлифовании по упругой схеме (рис. 1) в зоне контакта 3 образца 2 с кругом 1 выделится количество теплоты Q , которое распределяется между инструментом, образцом, стружкой и рабочей средой.

Количество теплоты, выделившееся в зоне резания, равно:

$$Q = P_{зк\text{ ок}} \cdot V_{к}, \text{ Вт} \quad (1)$$

Доля количества теплоты, поступающего в заготовку, определится по формуле:

$$Q_3 = Q \cdot \alpha_6, \quad (2)$$

где α_6 – коэффициент, показывающий, какая доля теплоты, выделившейся в зоне резания, поступает в заготовку.

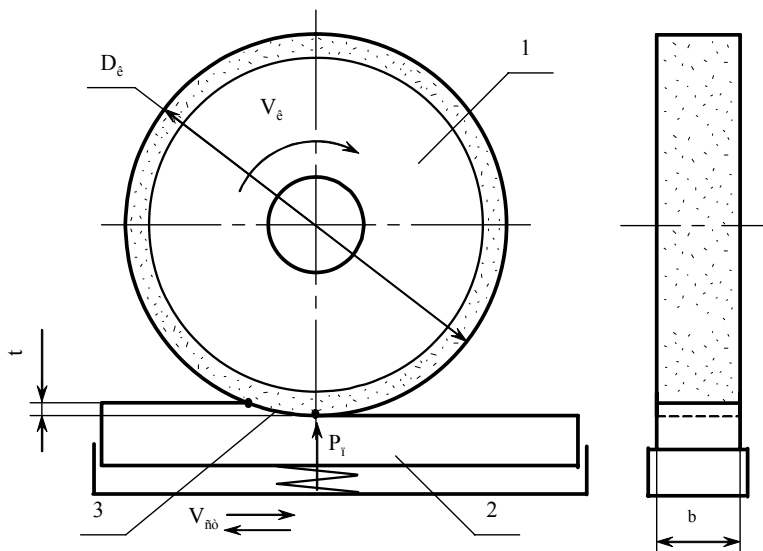


Рисунок 1 – Схема плоского шлифования по упругой схеме

Коэффициент ввода теплоты в заготовку найдем по формуле [2]:

$$\alpha_6 = \frac{1}{1,25 \cdot \frac{\lambda_{к}}{\lambda_3} \sqrt{\frac{\omega_3}{h \cdot V_{к}}} + 1}, \quad (3)$$

где h – средний радиус площадки контакта зерна с заготовкой, м;
 λ_3 – коэффициент теплопроводности твердого сплава, Дж/(м·с·град);
 $\lambda_{к}$ – коэффициент теплопроводности алмазонасного слоя, Дж/(м·с·град);

ω_3 – коэффициент температуропроводности твердого сплава, м²/с.

Температура на поверхности заготовки $T_{нз}$ определится по формуле [2]:

$$T_{нз} = \left(\frac{2 \cdot q_3 \cdot \omega_3}{\pi \cdot \lambda_3 \cdot V_{см}} \Theta_{max} + 273 \right), \quad (4)$$

где q_3 – плотность теплового потока, поступающего в заготовку,
 Θ_{max} – максимальное значение безразмерной температуры на температурном поле поверхности заготовки;
 $V_{см}$ – продольная скорость стола, м/с.

Для нахождения Θ_{max} построим распределение температуры по поверхности заготовки по методике, изложенной в работе [2], используя табулированные значения функции

$$J(u) = \int_0^u \exp(-\xi) K_0 \times \left(\sqrt{X^2 + \xi^2} \right) d\xi,$$

где X – безразмерная координата,

ξ – заменяемая функция,

K_0 – коэффициент,

а также безразмерную полуширину контакта H .

Безразмерная полуширина контакта определяется по формуле:

$$H = \frac{V_{cm} \cdot l'}{2 \cdot \omega_{\delta}}. \quad (5)$$

где l' – размерная полуширина зоны контакта круга с заготовкой, м.

Безразмерная полуширина контакта численно равна половине значения критерия Пекле, определяющего скорость перемещения источника. В этом случае при $0 < H < 4 \dots 5$ источник является движущимся, а при $H \geq 4 \dots 5$ – быстродвижущимся.

Размерная полуширина зоны контакта равна

$$l' = \frac{\sqrt{D_k \cdot t}}{2}. \quad (6)$$

При шлифовании по упругой схеме глубина шлифования t в процессе работы изменяет свое значение в соответствии с изменением текущей лимитированной режущей способности круга (рис. 2).

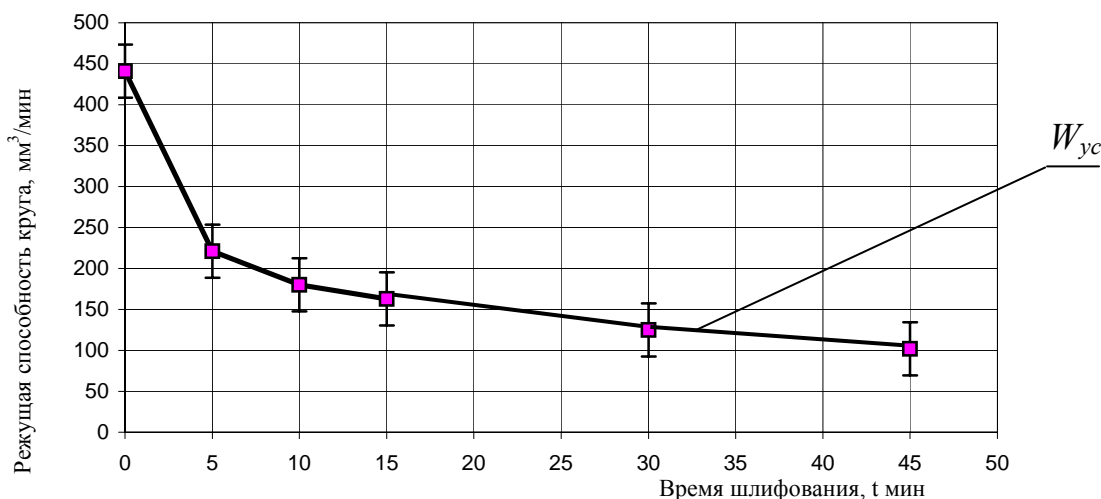


Рисунок 2 – Изменение текущей лимитированной режущей способности круга при обработке твердого сплава ВК8 кругом марки 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 по упругой схеме (скорость круга $V_k = 35$ м/с; продольная скорость стола $V_{cm} = 6$ м/мин, сила поджима заготовки к РПК $P_n = 67$ Н) [3]

Для расчета размерной полуширины зоны контакта воспользуемся установившейся производительностью шлифования W_{ycm} , найденной экспериментально, при обработке на режимах, обеспечивающих отсутствие окисления алмаза. При этом глубина резания составит:

$$t = \frac{W_{уст}}{1000 \cdot V_{см} \cdot b}, \quad (7)$$

где $W_{уст}$ – установившаяся производительность шлифования, м³/мин;
 b – ширина шлифуемой поверхности, м.

В этом случае, с учетом (6) и (7), безразмерная полуширина контакта будет равна

$$H = \frac{V_{см} \cdot \sqrt{D_k \cdot \frac{W_{уст}}{1000 \cdot V_{см} \cdot b}}}{4 \cdot \omega_3} \quad (8)$$

При плоском шлифовании с продольной скоростью стола $V_{см} = 0,1$ м/с, шириной образца $b = 15,7$ мм установившаяся производительность шлифования $W_{уст} = 124$ мм³/мин (соответственно $t = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м); коэффициент температуропроводности ВК8 $\omega_3 = 0,0000245$ м²/с; безразмерная полуширина зоны контакта $H = 0,6$. В этом случае величина максимума температуры на поверхности заготовки и её положение на оси Z неизвестно, что требует построения графика распределения температуры по поверхности заготовки (рис. 3).

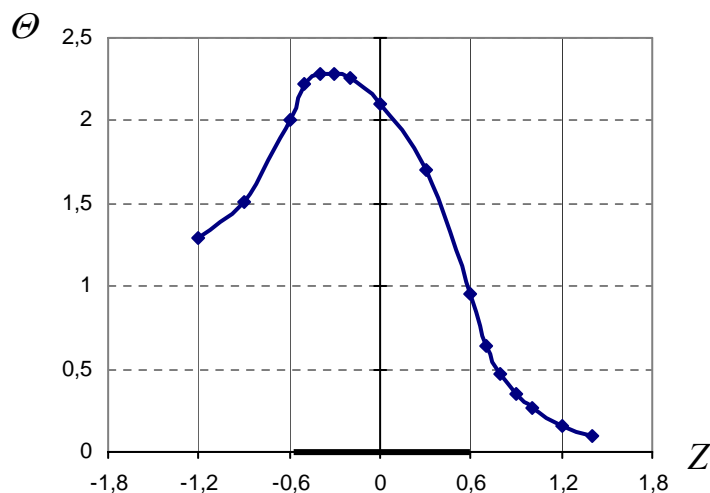


Рисунок 3. Распределение температуры по поверхности заготовки из сплава ВК8, соответствующее режиму плоского шлифования ($t = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м, $V_0 = 0,1$ м/с)

Как следует из рисунка, максимум безразмерной температуры равен $\Theta_{max} = 2,286$.

Для расчета численного значения максимальной температуры на поверхности заготовки определим плотность теплового потока, поступающего в заготовку:

$$q_3 = \frac{Q_3}{S}, \quad (9)$$

где S – площадь зоны контакта круга с заготовкой, м²;

Площадь зоны контакта круга с заготовкой найдем по формуле:

$$S = b \cdot \sqrt{D_k \cdot t}, \quad (10)$$

Тогда, с учетом (1), (2), (3), (10), формула (9) для определения плотности теплового потока в заготовку примет вид:

$$q_3 = \frac{P_{зк ок} \cdot V_k \cdot \frac{1}{1,25 \cdot \frac{\lambda_k}{\lambda_3} \sqrt{\frac{\omega_3}{h \cdot V_k} + 1}}}{b \cdot \sqrt{D_k \cdot t}}. \quad (11)$$

Для расчета температуры на поверхности твердого сплава при шлифовании по упругой схеме по формуле (4) составлена программа для ПЭВМ.

Рассмотрим пример расчета температуры на поверхности заготовки из твердого сплава ВК8 при шлифовании алмазным кругом марки 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 по упругой схеме с силой поджима заготовки к РПК $P_{н ок} = 67$ Н, определенной по температуре порога окисления алмазных зерен ($T_{ок} = 1048^\circ\text{К}$), при которой тангенциальная составляющая силы резания равна $P_{зк ок} = 28$ Н. Средний радиус площадки контакта зерна с заготовкой принимаем равным радиусу округления вершины зерна: $h = 6,69$ мкм [4].

Режимы обработки: скорость круга $V_k = 35$ м/с; продольная скорость стола $V_d = 6$ м/мин ($V_d = 0,1$ м/с), установившаяся производительность шлифования $W_{уст} = 124$ мм³/мин, ширина образца $b = 15,7$ мм. Теплофизические свойства алмазоносного слоя: коэффициент теплопроводности алмазоносного слоя $\lambda_k = 296$ Вт/м·град [5], коэффициент теплопроводности ВК8 $\lambda_3 = 54,4$ Вт/м·град, коэффициент температуропроводности ВК8 $\omega_3 = 0,0000245$ м²/с.

В результате расчета температура твердого сплава на поверхности заготовки при обработке на вышеуказанных режимах составила: $T_{нов} = 495^\circ\text{К}$. Для твердого сплава марки ВК8 значение температуры, при которой начинается образование дефектов на шлифованной поверхности, составляет $T_{деф. нов.} = 873^\circ\text{К}$ [6]. Следовательно, лимитирующим техническим ограничением при шлифовании твердого сплава ВК8 по упругой схеме является температура окисления алмаза.

Для проверки аналитических расчетов температуры на поверхности заготовки были выполнены эксперименты на режимах, приведенных в исходных данных примера расчета.

Измерение температуры осуществляли методом полуискусственной термопары [1], состоящей из медной проволоки заземленной между частями обрабатываемого образца из твердого сплава ВК8.

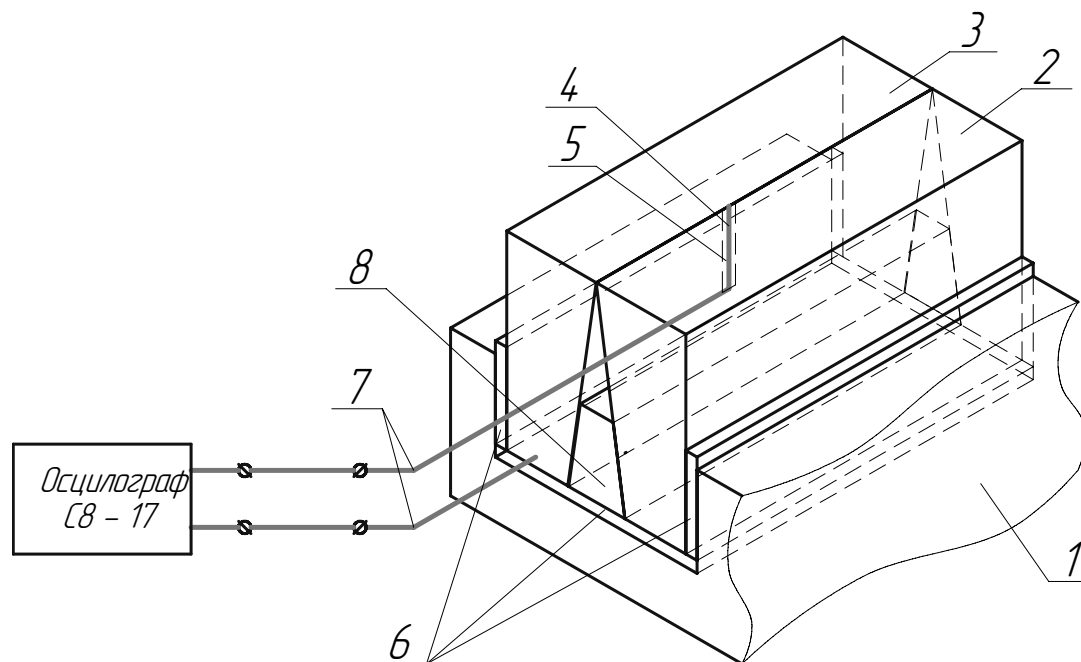
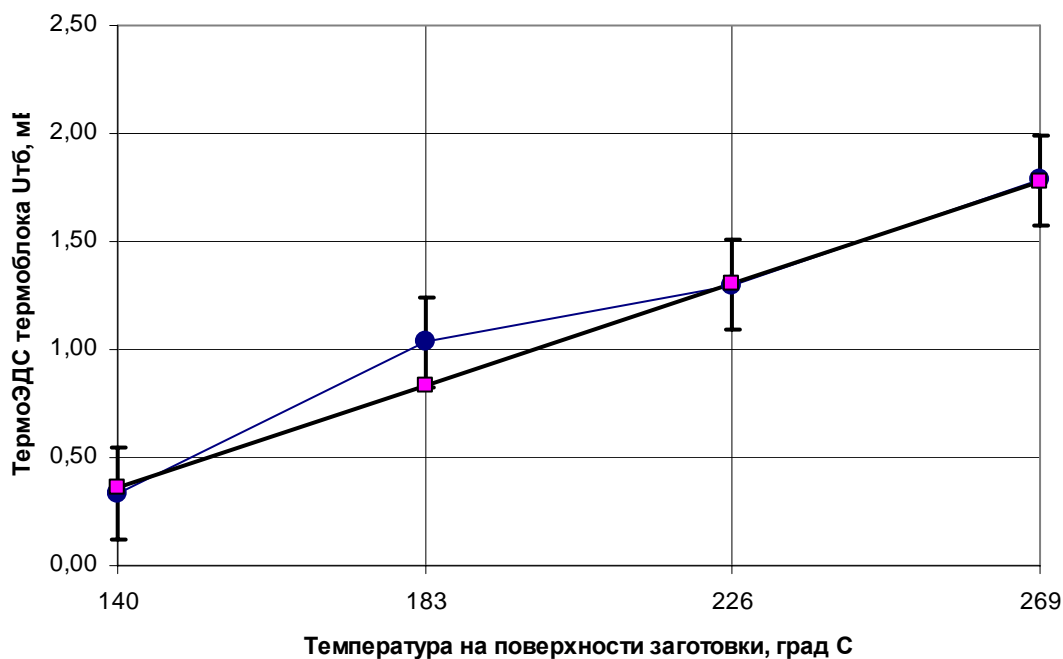
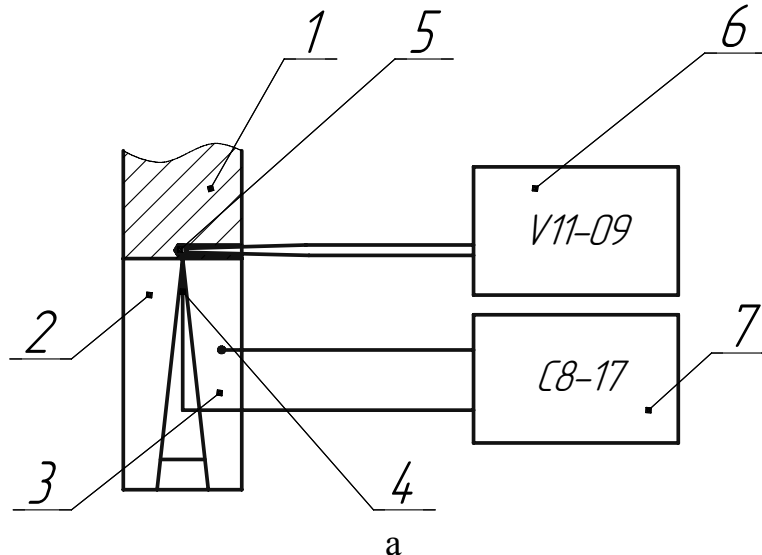


Рисунок 4 – Схема термоблока

Термоблок (рис. 4), состоит из двух половин 2 и 3 образца из твердого сплава ВК8, медной проволоки 4 диаметром 0,2 мм, изолированной слюдяными прокладками 5 от половинок образца, скрепленных в минитисках 1. Половинки 2, 3 образца изолировались от корпуса минитисков диэлектрическими прокладками 6. Тиски закреплялись на устройстве для осуществления плоского шлифования по упругой схеме, установленного на плите станка 3Д711АФ11. Половины образца из твердого сплава и медная проволока через провода 7 включались в цепь двухлучевого электронного осциллографа мод. С8-17, который использовали для измерения термо-ЭДС, возникающей при шлифовании термоблока. Термоблок изготовлен таким образом, что плоскость соединения двух половин совпадает с адиабатической поверхностью температурного поля, которая, в нашем случае, расположена вдоль вектора скорости стола. Чтобы не было заклинивания в термоблоке холодного спая медной проволоки 4, в нижнюю часть термоблока устанавливали диэлектрическую прокладку 8. В процессе шлифования медная проволока наволакивалась на материал термоблока, обеспечивая надежный контакт горячего спая.

Температуру определяли с использованием тарировочного графика (Рис. 5 а, б), полученного следующим образом. На предварительно отшлифованную поверхность термоблока в результате чего обеспечивался надежный контакт медной проволоки с твердым сплавом, устанавливался нагреватель 1 площадь поверхности контакта которого равнялась средней площади контакта шлифовального круга с образцом. Температура нагревателя определялась контрольной хромель-копелевой

термопарой 2 по милливольтметру 3 типа М11-09. Термо-ЭДС полуюскусственной термопары «медная проволока – твердый сплав ВК8» регистрировалась с помощью электронного двухлучевого осциллографа 4 мод. С8-17. Длина проводов, экранированных от наводок, при тарировании и измерении температуры при шлифовании была одинаковой.



б

Рисунок 5 – Схема тарирования термопары «твердый сплав ВК8 – медь» (а) и её тарировочный график (б).

Уравнение тарировочной прямой термопары «твердый сплав ВК8 – медь»:

$$U_{m\bar{o}} = 0,011 \cdot \Theta - 1,18, \text{ мВ.}$$

При определении температуры на поверхности образца удобнее пользоваться обратной зависимостью

$$\Theta = 89 \cdot U_{m\bar{b}} + 104,9, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температуру на поверхности образца из сплава ВК8 на режимах, приведенных выше, определяли при шлифовании кругом с рельефом, сформированным электроэрозионной правкой, после двух минут шлифования и после пяти минут шлифования. Среднюю величину температуры на обработанной поверхности находили по результатам 5 измерений. Соответственно, температура равнялась $479 \pm 14^\circ\text{K}$, $449 \pm 14^\circ\text{K}$, $424 \pm 14^\circ\text{K}$. Как отмечалось выше, температура на поверхности образца, рассчитанная теоретически, равна 495°K и меньше температуры образования дефектов при шлифовании твердого сплава ВК8. Расхождение теоретически рассчитанной температуры с экспериментальными значениями находится в пределах 3,2 – 14,3%, что вполне допустимо для инженерных расчетов.

Выводы

1. Предложена методика определения температуры на поверхности заготовки при шлифовании по упругой схеме, когда в процессе обработки глубина резания является переменной.

2. Расхождения между значениями, найденными экспериментально и теоретическими, составляют 3,2 – 14,3%, что вполне допустимо для инженерных расчетов.

Литература

- 1 Ящерицын П.И., Цокур А.К., Еременко М.Л. Тепловые явления при шлифовании и свойства обработанных поверхностей. – Минск: Наука и техника, 1973. – 184с.
- 2 Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. – М.:Машиностроение, 1978. – 167 с.
- 3 Стрелков В.Б., Полтавец В.В., Цокур В.П. Влияние времени обработки на производительность алмазного шлифования по упругой схеме твердых сплавов группы ВК /Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Вип.71. – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – С. 56-62.
- 4 Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис. докт. техн. наук: 05.03.01 / ХГПУ – Харьков 1996. – 48с.
- 5 Гриньов А.О. Підвищення ефективності алмазного шліфування важкооброблюваних інструментальних сталей при обробленні зі збільшеними дугами контакту круга із заготовкою: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.03.01/ДонНТУ. – Донецьк, 2005. – 18с.
- 6 Технология шлифования и заточки режущего инструмента/ М.М. Палей, Л.Г.Дибнер, М.Д. Флид. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.

УДК 621.9.02

Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А.

ДГМА, г.Краматорск, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ И ПРОЧНОСТИ РЕЗЦОВ ПРИ ДЕТЕРМИНИРОВАННОЙ И СЛУЧАЙНОЙ НАГРУЗКАХ

Two ways of the calculation of the stresses and strength of the cutting plates are Considered. The First way - with provision for deterministic factors, the second way - with provision for probabilistic nature of the factors. The quantitative features, which enable to forecast the level to reliability for given designs incisor or define the sizes of the cross-section of the plate for given level of its nofailure operation are received.

Процесс эксплуатации чернового твердосплавного инструмента на тяжелых станках в значительной степени сопровождается большой долей выкрашиваний и поломок режущей части [1]. Выкрашивание происходит при циклическом нагружении инструмента. В этом случае прочностные характеристики инструментального материала определяется как числом циклов до разрушения, так и величиной действующего напряжения, т.е. усталостными характеристиками [2].

Напряжения в режущей пластине резца и его прочность описываются тремя видами величин: детерминированными, фиксированными случайными и независимыми случайными величинами.

Прочность режущего клина резца можно определить как максимальное напряжение или нагрузку, вызывающую отказ при определенных условиях металлообработки. Прочность может задаваться также через долговечность резца при конкретной схеме приложения нагрузок. Долговечность может измеряться числом циклов приложения нагрузок. Кроме того, прочность может различным образом зависеть от картины изменения напряжения во времени.

По степени неопределенности напряжение и нагрузка могут быть отнесены к одной из следующих трех категорий [3]:

– Детерминированная величина – принимает значения, которые в точности известны заранее.

– Фиксированная случайная величина прочности – изменяется во времени и зависит от числа циклов приложения нагрузки. В начальный момент времени прочность является случайной величиной, которая затем изменяется во времени известным образом.

– Независимая случайная величина прочности – изменяется случайным образом. На нее влияют факторы условий обработки (температура, вибрации и др.), которые не зависят от процесса приложения нагрузки.

При отказе режущего инструмента прочность является функцией числа циклов приложения нагрузки. Если же прочность зависит как от числа циклов приложения нагрузки, так и от ее величины, такой эффект называется накоплением повреждений.

Целью настоящей работы является определение показателей надежности и прочности при детерминированных и случайных величинах нагрузок и напряжений пластин токарных резцов для определения области их эффективного использования.

В качестве объекта исследований выбраны сборные резцы для чернового обтачивания наиболее распространенных конструкций типа *S* и *P*.

Для проходных резцов поверхность разрушения часто проходит через всю толщину пластины (рис. 1).

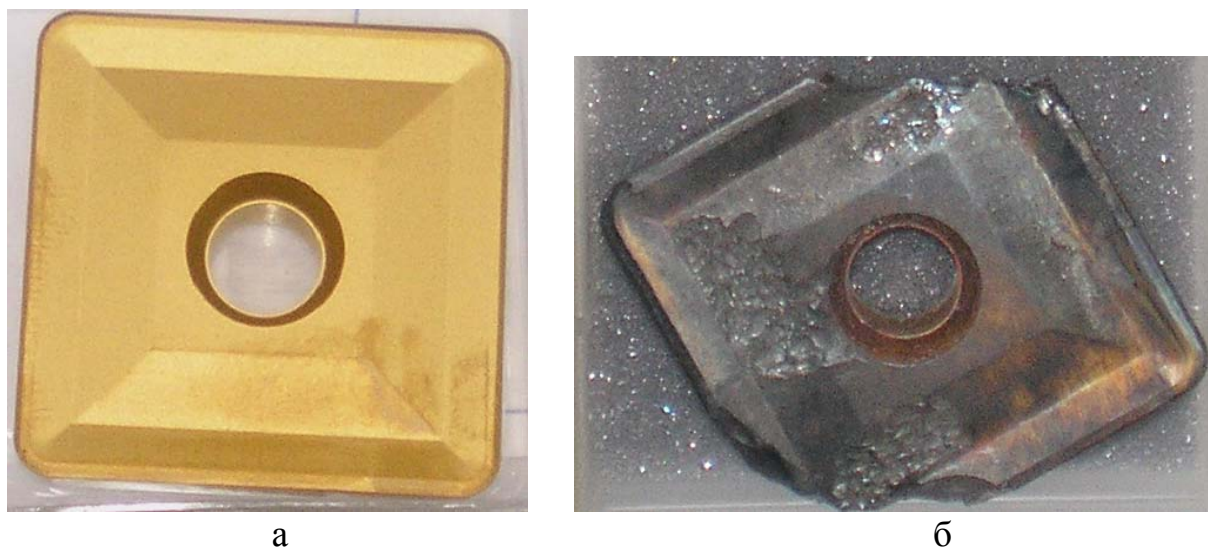


Рисунок 1 – Характер разрушения пластины для чернового точения
а – новая пластина, б – пластина после эксплуатации

При детерминированной величине напряжений и нагрузки расчет проводился методом конечных элементов в пакете программ SolidWorks, ANSYS.

Результаты представлены на рис. 2-4.

Расчет напряженно-деформированного состояния режущей пластины производился исходя из средних значений нагрузки на резец.

Анализируя рис. 2 и 3 можно сделать вывод, что в резцах со схемами крепления пластины типа *S* и *P* максимальное напряжение почти одинаково, но у пластин типа *S* максимальные напряжения локализируются в эпицентре зоны резания. Для обеих конструкций резцов наблюдается зона растягивающих напряжений, с которой, как правило, начинается разрушение режущей пластины (рис. 4).

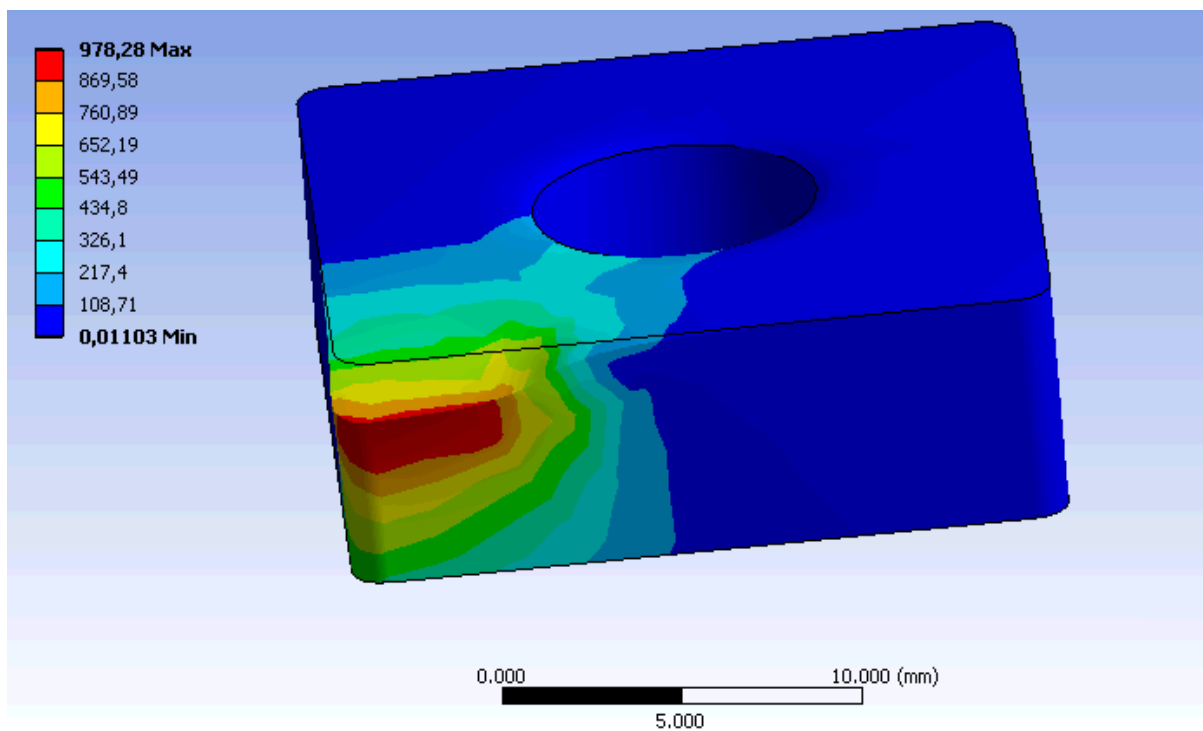


Рисунок 2 – Распределение эквивалентных напряжений (схема P)

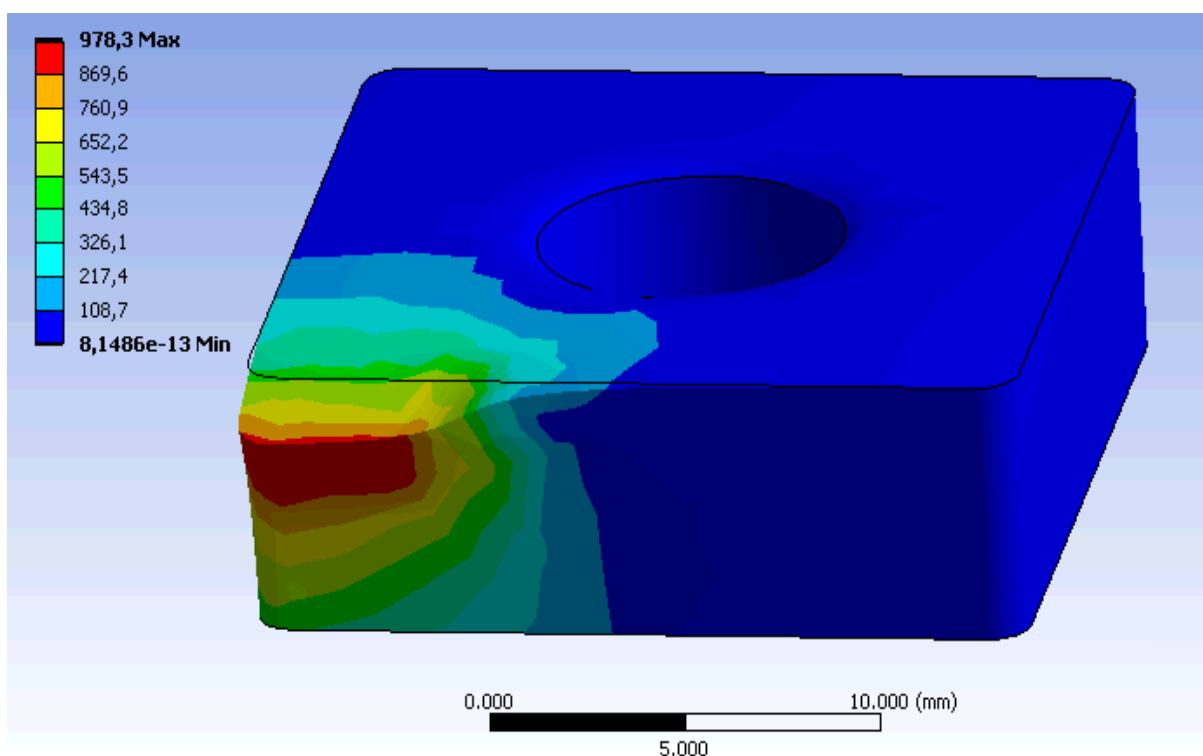


Рисунок 3 – Распределение эквивалентных напряжений (схема S)

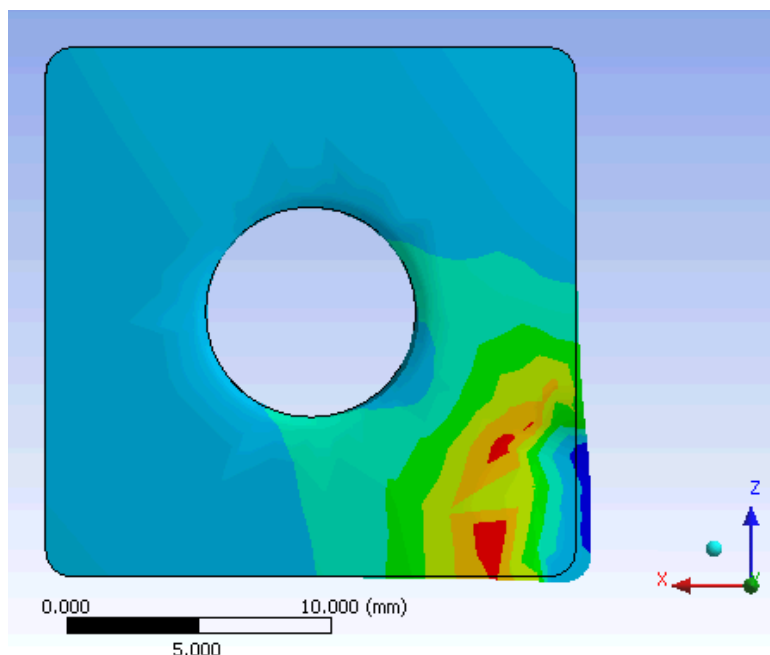


Рисунок 4 – Характер распределения растягивающих напряжений

Однако, в действительности напряжения в пластине и нагрузка на резец не могут быть постоянными. Для учета вероятностного характера нагружения и прочности проведены исследования этих же конструкций резцов с учетом их распределений. В зависимости от уровня нагрузки на резец, свойств конструкции и инструментального материала закон распределения составляющей силы резания Pz , соответствующей разрушающей подаче, может не противоречить нормальному, логарифмически-нормальному, экспоненциальному или Вейбулла-Гнеденко законам. Напряжения, возникающие в резце и соответствующие разрушающей подаче, могут быть количественной оценкой несущей способности его конструкции. В связи с вероятностным характером нагрузок, действующих на режущий инструмент, и рассеиванием свойств, характеризующих несущую способность конструкций инструментов, часто при их проектировании необходимо закладывать требуемый уровень надежности, обеспечивающий безотказную работу инструментов в заданных условиях эксплуатации.

Воспользовавшись линейной теорией накопления усталостных повреждений и считая, что нагрузка $q(t)$ – нормальный стационарный процесс, $S_{a.экв.}$ можно определить с учетом случайного характера их распределений [4].

Определяем предел выносливости пластины R_{-1} , при котором будет обеспечен период ее стойкости T

$$R_{-1} = \sigma_s m \sqrt{\frac{T}{T_e N_0} \psi(m+2) + \psi m_s}.$$

и получаем выражение для определения вероятности безотказной работы резцов

$$P(\tau) = \exp \left[- \left(\sigma_S \sqrt[3]{\frac{T}{T_e N_0} \psi(m+2) + \psi m_S - R_0} \right)^{b/a} \right].$$

где $P(\tau)$ – вероятность того, что предел выносливости не менее R_{-1} (вероятность безотказной работы); σ_S – среднеквадратическое отклонение напряжений, N_0 , m – параметры кривой усталости; $\psi(m+2)$ – функция, выражаемая через полную гамма-функцию; ψ – коэффициент приведения асимметричного цикла к симметричному; T_e – эффективный период стойкости, для заданного уровня надежности – гамма-процентная стойкость; a и b – параметры распределения.

Сравнение двух способов определения напряжений в пластине сборного резца при детерминированной нагрузке и напряжении и вероятностном характере этих величин показывает, что максимальные напряжения, определенные первым способом соответствует уровню надежности (вероятности безотказной работы) равном 0,487.

Второй способ расчета дает возможность более точно определить соответствие распределения нагрузки и напряжения в режущем клине уровню надежности резца.

Полученные количественные характеристики позволяют прогнозировать уровень надежности для заданной конструкции резца или определять размеры поперечного сечения пластины для заданного уровня ее безотказной работы.

Литература

- 1 Клименко Г.П. Исследование условий обработки деталей тяжелого машиностроения / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, вип. 13, 2003. – С.24-30.
- 2 Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Андронов О.Ю. Анализ вероятности разрушения режущих инструментов тяжелых станков / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – вип. 13. – Краматорськ: ДДМА, 2003. – С.77-81.
- 3 K.S. Kapur, L.R. Lamberson. Reliability in Engineering Design. – Michigan: Department of Industrial Engineering and Operations Research Wayne State University Detroit. – 2002.
- 4 Клименко Г.П., Андронов А.Ю. Вероятностный подход к определению размеров режущей пластины инструмента с учетом накопления его повреждений / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, вип. 19, 2006. – С.227-234.

УДК 621.9

Глембоцька Л.Є., Мельничук П.П.
ЖДТУ, м. Житомир, Україна

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТОРЦЕВОЇ ФРЕЗИ ДЛЯ ОБРОБКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ З ВАЖКООБРОБЛЮВАНИХ МАТЕРІАЛІВ

In given work the constructive decision of a face mill is offered and use of the given advanced design of a face mill is reasonable at maintenance of necessary quality of a surface on optimum modes of cutting for processing details with difficult cutting of materials.

Формулювання проблеми в загальному вигляді

Стабільність процесу торцевого фрезерування, точність форми і розмірів та якість поверхневого шару деталей при обробці плоских поверхонь деталей з важкооброблюваних матеріалів (ВОМ) залежать від багатьох чинників, в тому числі від конструкції торцевих фрез, встановлення їх на верстаті тощо. Тому, з огляду на вищевказане, в даній статті авторами запропоноване конструктивне рішення – торцева фреза з тороїдальним корпусом для обробки плоских поверхонь деталей з ВОМ та спосіб встановлення у шпинделі верстата.

Аналіз літературних джерел

Стандартні конструкції фрез згідно з ГОСТ 24359-80, ГОСТ 9473-80, ГОСТ 26595-85 мають чутливу до зношування вершинну форму різальної частини ножів, які встановлені на корпусі циліндричної або конічної форми. При різанні такими фрезами утворюється циліндрична або конічна поверхні різання з постійним кутом в плані для всіх точок різальних кромки ножів. Через різку зміну кута в плані (від $45^\circ \dots 90^\circ$ до 0°) між поверхнею різання та обробленою поверхнею створюється підвищений напружений стан в поверхневому шарі та лезі ножа, що призводить до швидкого спрацьовування вершин та зниження стійкості фрез. При різанні стандартними фрезами наявні негативні явища [1–6]: биття різальних кромки, нерівномірне навантаження на різальні кромки ножів, інтенсивне зношування різальних кромки ножів, удари на вході та виході в зонах контакту із заготовкою тощо. В результаті обробки такими фрезами зменшується стійкість інструменту та знижується точність та якість поверхневого шару. Знизити вплив цих явищ на характеристики оброблюваної поверхні можна конструктивним шляхом – як удосконаленням самої фрези за рахунок форми різальної частини ножів та типу різання, схеми різання, конструкції корпусу, конструкції хвостовика, так і за рахунок підвищення жорсткості та точності з'єднання зі

шпинделем верстата.

При обробці плоских поверхонь деталей з ВОР більш широке застосування знайшли ножі з безвершинними (дуговими) різальними кромками [7–10]. Дугові різальні кромки можуть бути створені, наприклад, циліндричною передньою та плоскою задньою поверхнями. Так, в дослідженнях [7, 8] при використанні фрез з циліндричними передніми поверхнями ножів з геометрією: базовий передній кут $\gamma_0 = 12^\circ$, базовий задній кут $\alpha_0 = 18^\circ$, в порівнянні зі стандартними, для обробки деталей з титанових сплавів було виявлено, що:

- складові сили P_y та P_z більші, але складова P_x – менша. Питомий тиск на лезо менший через значно більшу довжину його різальної кромки;
- максимальна ширина площадки зносу відстоїть від вершини на деяку величину, а у стандартних знаходиться при вершині ножа фрези;
- період стійкості вищий та зростає зі збільшенням міцності оброблювального матеріалу.

Також ці результати підтверджуються [9, 10].

Тому, саме використання безвершинних ножів з циліндричною передньою та плоскою задньою поверхнями косокутного різання призведе до підвищення стійкості фрез та отримання якісного поверхневого шару при обробці плоских поверхонь деталей з ВОР [5]. Особливо при східчастому розташуванні таких ножів на корпусі фрези досягається практично 100 % участь ножів в різанні і рівномірність роботи фрез.

Східчасті схеми різання можна реалізувати шляхом розташування ножів по спіралях та встановлення з різним вильотом відносно корпусу фрези, що призведе до нерівномірного навантаження ножів або шляхом вибору такої форми корпусу фрези, щоб було можливе розташування, зокрема по спіралях Ферма та з однаковим вильотом ножів відносно корпусу, які розглядаються в [11].

Суттєве значення для стабілізації умов роботи фрези відіграє і її кріплення на верстаті, тобто точність та жорсткість з'єднання хвостовика зі шпинделем верстата [12]. Через існуючі похибки виготовлення конічних поверхонь хвостовика та шпинделя виникають нерівномірність прилягання в з'єднанні та навіть відсутність фактичного контакту на частині довжини з'єднання. Основними є похибки: некруглість – відхилення від правильного кола в поперечних перерізах; відхилення твірних від прямолінійності, відхилення кута конусності від номінального значення. Тому, останнім часом в Європі розроблені конструкції порожнистих конічних хвостовиків, які отримують більш широке застосування [13–15]. Перевагами таких хвостовиків над звичайними конічними хвостовиками є:

- менша довжина та маса;
- приблизно в два рази більша сила затискання;
- допустимі частоти обертання перевищують 8000 хв^{-1} ;

- висока статична та динамічна жорсткість;
- є можливість стискного деформування для відповідання профілю поверхні отвору шпинделя;
- можуть передаватися високі крутні моменти;
- максимальна точність заміни елементів інструментальної системи;
- точність повторення при встановленні;
- короткий час на заміну;
- мінімальне радіальне биття.

Встановлено, що недостатні зусилля затягування фрези у шпинделі верстата не забезпечують їх якісного з'єднання і призводять до створення вібрацій, зростання чутливості до змінності величини припуску, підвищення шорсткості поверхонь деталей та зниження стійкості інструменту [16].

Мета статті

Метою статті є обґрунтування використання удосконаленої конструкції фрези для обробки плоских поверхонь деталей з ВОР з отриманням якісного поверхневого шару.

Виклад основного матеріалу

Стабільність процесу фрезерування забезпечується:

- мінімальними силами різання та найменшою їх змінністю;
- точністю та максимальною жорсткістю з'єднання фрези у шпинделі і мінімальним деформуванням хвостовика фрези;
- найменшою деформаційною чутливістю до змінності величини припуску, жорсткості заготовки тощо.

Для вирішення зазначених задач необхідно, по-перше, обрати таку форму поверхні різання, яка б, з одного боку, забезпечувала найменшу чутливість до зміни величини припуску, а з іншого боку, дозволила б отримати найменшу шорсткість отриманої поверхні.

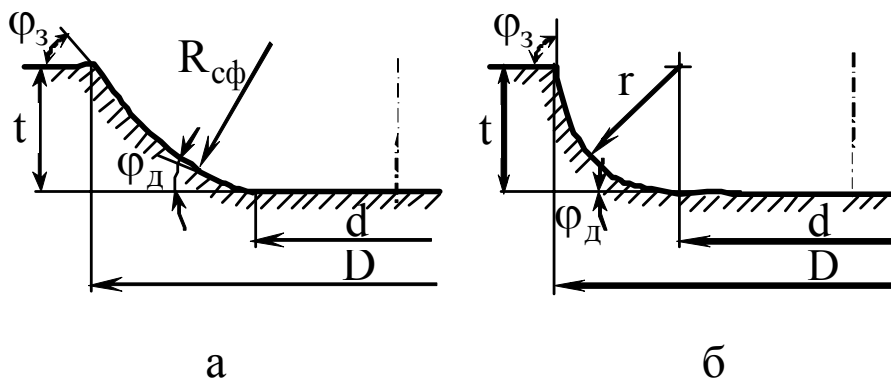


Рисунок 1 – Поверхні різання і визначальні кути в плані при різанні ножами з дуговими кромками, розташованими на сферичному (а) та тороїдальному корпусах (б)

Поверхня різання повинна характеризуватись кутами між поверхнею заготовки та дотичною до поверхні різання $\varphi_z \approx 90^\circ$, а між обробленою поверхнею та дотичною до поверхні різання – $\varphi_d \approx 0^\circ$, та повільною зміною кутів у всіх проміжних точках. Для забезпечення поступового рівномірного переходу від роботи чорнових ножів в зоні найбільшої зміни величини припуску до напівчистових ножів з практично постійним припуском і далі – до формотвірних чистових ножів потрібно використовувати сферичну або тороїдальну поверхню різання (рис. 1).

По-друге, використовувати ножі з дуговими різальними кромками на одній або декількох спіралях Ферма [11] з однаковим вильотом відносно корпусу фрези, що дозволить виконати рівномірний поділ на вузькі смуги широкого торового зрізу на поверхні різання та рівномірне їх навантаження. Регулювання потрібних величин вильоту з корпусу та закріплення на ньому повинні виконуватись за рахунок мікрорегулювальних гвинтів з контролем мікрометром відносно тороїдальної поверхні корпусу.

По-третє, вищевказаним умовам відповідає сферична або тороїдальна форми корпусів фрез. Але, у випадку виконання поверхні різання та корпусу сферичними, буде мати місце обмеження ширини оброблених поверхонь, коли $D \gg d$ (рис. 1, а), а також велика змінність швидкостей різання окремими ножами, розташованими на найбільшому і найменшому діаметрах. Тому, найкращою формою корпусу фрези буде тороїдальна, яка задовольняє всім вищезазначеним вимогам.

Стабільність процесу фрезерування визначається не тільки стабільністю умов різання, а також незмінністю відносного положення та максимальною жорсткістю з'єднання фрези зі шпинделем верстата.

Жорсткість конічних з'єднань суттєво значній мірі залежить від різниці кутів конусності хвостовика та шпинделя. Найбільш несприятливим є випадок, коли кут конусності шпинделя більший кута конусності хвостовика. Тому важливим є моделювання статичної поведінки конічного хвостовика фрези при поступовому навантаженні. Для подолання похибок виготовлення конічних твірних хвостовиків виконана серединна проточка з залишенням двох посадочних поясків. Але й в цій ситуації можливим є контакт по одному з них.

При з'єднанні хвостовиків фрез, що мають конуси 7:24 з отворами шпинделів згідно з ГОСТ 9953-82, за умови виготовлення отворів за 5 ступенем точності, а хвостовиків за 7 ступенем точності, в з'єднаннях створюються зазори на одному з конічних поясків, які повністю не вибираються затягуванням шомполів у шпинделі верстата. Так, при отриманні зазору на меншому з поясків відносний поворот міг би мати місце навколо осьової точки O_1 на середині більшого пояска. Але у зв'язку з сумірністю величин моментів, які створюються близькими за величиною складовими P_x і P_y та величинами діючих плечей L_2 та R , такий поворот не буде мати місця.

шпинделем верстата проведено дослідження на установці рис. 4. Для виміру не тільки пружних та пластичних деформацій в з'єднанні, а і зміщень, які мають місце внаслідок наявності зазорів, розроблена спеціальна конструкція пристрою зі створенням знакозмінного навантаження.

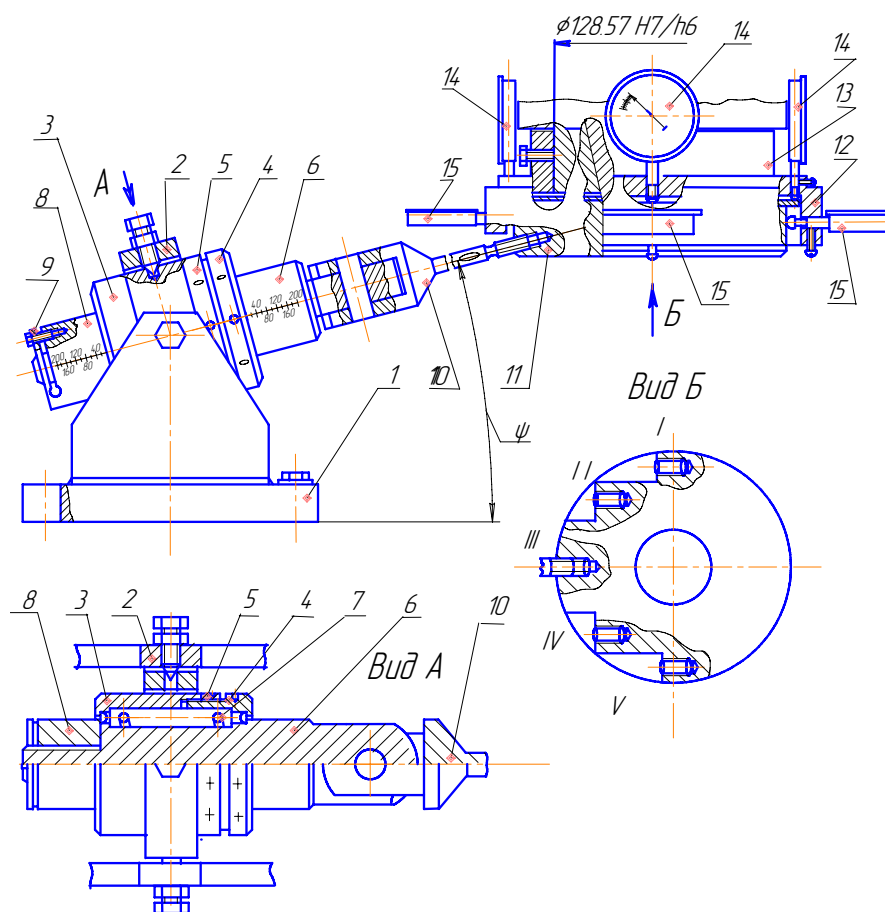


Рисунок 3 – Установа для визначення деформацій та жорсткості конічного з'єднання хвостовика фрези зі шпинделем верстата

Конструкція знакозмінного навантажувального пристрою з можливістю одночасного навантаження фрези по всіх складових P_x , P_y , P_z представлена на рис.4. На основі 1 між її двома вертикальними пластинами за допомогою кільцевого шарніра Гука 2, встановлений навантажувальний вузол. Він складається з втулки 3 з гайкою 4 і контргайкою 5 та корпусу 6, між якими встановлено навантажувальну пружину 7. Корпус 6 з вільного боку на різі закінчується гайкою 8 з затягуванням на різі гвинтом 9. Втулка 3 з гайкою 4, а також корпус 6 з гайкою 8 зачіпляються за піввітка пружини 7 з внутрішнього і зовнішнього боків. Корпус 6 за допомогою стрижня 10 закріплюється в одному із отворів фрези 11. Модель фрези виконана з п'ятьма точками навантаження, які імітують роботу окремих п'яти ножів фрези.

Положення отворів на корпусі фрези 11 таке, що створюється можливість, як при її примусовому навантаженні, як вліво, так і вправо з різними співвідношеннями P_x / P_z при наперед вибраному співвідношенні P_y / P_x дослідити деформації з'єднання при роботі різних ножів.

Виконувалось моделювання деформаційної поведінки фрези з кутом в плані $\varphi = 75^\circ$, що призводить до необхідності навантаження під кутом $\psi = 15^\circ$.

Попередньо при вертикальному навантаженні хвостовика в шпинделі верстата було виявлено, що занурення хвостовика було рівним 40–50 мкм і припинялось при навантаженні 1800...2000 Н. А тому, гарантоване закріплення конічного хвостовика в шпинделі верстата при експериментах виконувалося збільшеним, з попереднім затягуванням до величини 3000 Н. Для підвищення точності вимірювання на динамометрі взаємопротилежно встановлювалися два індикатори годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм. Як попереднє тарування, так і використання динамометра виконувалося при усередненні показів двох вказаних індикаторів.

Для підвищення точності виміру деформації в з'єднанні конічного хвостовика зі шпинделем верстата не враховувались стан самого верстата і його підшипникових вузлів тощо. Це було досягнуто шляхом встановлення кільця 12 з вимірювальними індикаторами безпосередньо на кінці шпинделя верстата. В кільці 12 закріплено вертикально чотири важільно-зубчасті вимірювальні головки 14 годинникового типу ИГ1 з ціною поділки 0,001 мм (№ 5 – № 8), а радіально – чотири важільно-зубчасті вимірювальні головки 15 годинникового типу ИГ1 з ціною поділки 0,01 мм (№ 1 – № 4).

Робота навантажувального та вимірювального пристроїв відбувалась наступним чином: за допомогою ручок поздовжньої подачі на вертикально-фрезерному верстаті мод. 6P12 виконувалось поступове знакозмінне навантаження за схемою: навантаження – 0; +400 Н; +800 Н; +1200 Н; +1600 Н; +2000 Н, а потім розвантаження – від +2000 Н до -2000 Н; навантаження – від -2000 Н до +2000 Н та у зворотному напрямку до 0. За вказаною схемою виконувалось по п'ять циклів навантаження-розвантаження, а результати усереднювались.

Всі значення деформацій та зміщень, виміряні індикаторами, які розташовані в поперечній навантаженню площині (№2, 4, 6, 8) свідчать про відхилення площини мінімального опору з'єднання хвостовика (наявність зазорів) від робочої площини, в якій виконується силове навантаження.

Дослідження деформацій, які вимірювались за допомогою індикатора № 7, виконувались для перевірки роботи індикатора № 5. Вимірювання індикаторами № 4 та № 6 виконувались для виявлення відсутності переважних зазорів з'єднання в поперечному навантаженню напрямі. Всі

горизонтальні індикатори встановлені для вимірювання очікуваних величин прямих згинних деформацій та їх відповідності похідним вертикальним деформаціям корпусу фрези.

Результати дослідження з'єднань дали змогу побудувати деформаційні графіки (рис. 5) у вигляді замкнених кривих – «петель гістерезису», які виникають внаслідок прояву різних процесів:

- пружних деформацій;
- зміщень спряжених деталей за наявності зазорів між ними;
- пластичних деформацій в окремих найбільш навантажених плямах контакту.

Відносні величини цих характеристик зменшуються в наведеній послідовності.

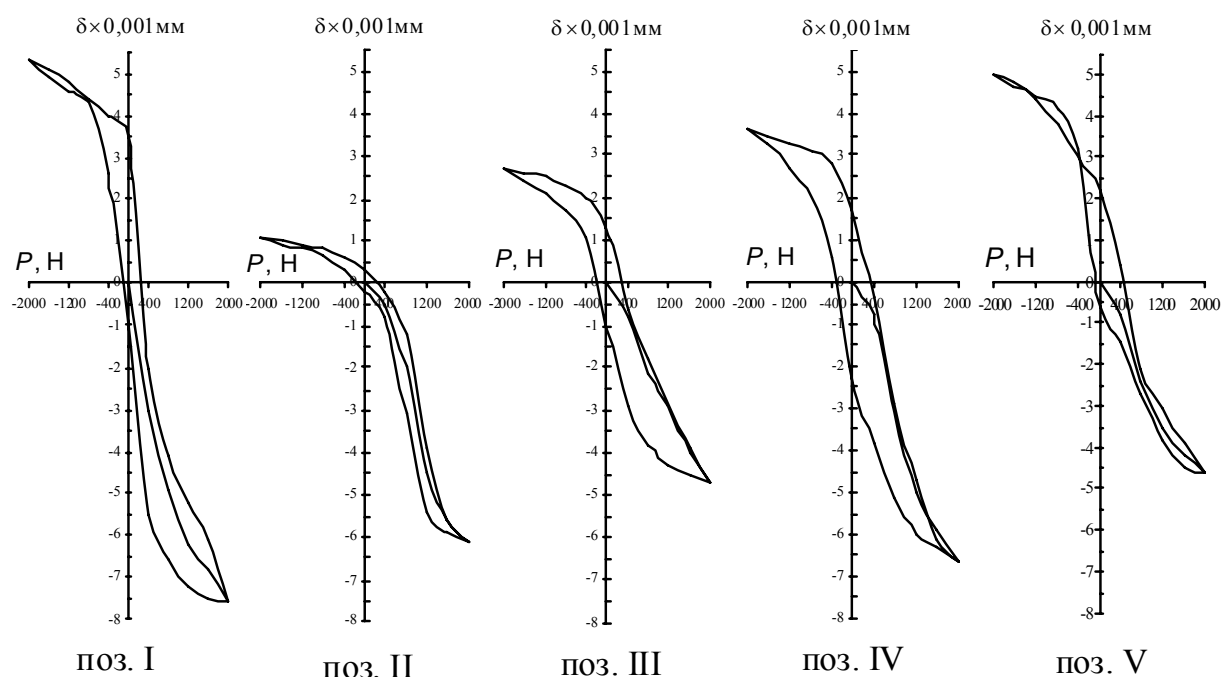


Рисунок 4 – Графіки залежності величини δ зміщень та пружних і пластичних деформацій від величини знакозмінного навантаження

З графіків, що мають форму петель гістерезису, видно, що при прикладенні моделюючих зусиль окремо до всіх п'яти позицій фрези має місце неочікуване заглиблення в уявну поверхню деталі всіх ножів. Навпаки, зі зворотного боку, спостерігається віддалення неробочої частини корпусу фрези (протилежної навантаженню від уявної обробленої поверхні). Деформаційні зміщення хвостовика в отворі шпинделя (між кривими навантаження - розвантаження) на величину люфтів вимірюються ординатами (між верхньою та нижньою кривими навантаження-розвантаження) петель гістерезису, які відповідають певному навантаженню. Котангенс кута між дотичними до кривих та віссю абсцис визначає жорсткість з'єднання при певному навантаженні, тобто на всіх

графіках спостерігається зміна величин жорсткості від мінімальної (40 кН/мм) при малих навантаженнях, до максимальної (2 МН/мм) – при найбільших навантаженнях.

При зрізанні максимального припуску одночасно п'ятьма ножами реальної фрези загальне заглиблення її в оброблену поверхню буде дорівнювати сумі окремих заглиблень, рівних 4,5...7,5 мкм. Загальна величина заглиблень буде досягати 0,02...0,03 мм. В умовах змінності величин припуску величина заглиблення буде приблизно рівною $0,02 \pm 0,01$ мм.

Удосконалити вказаний хвостовик можна за рахунок порожнистої конструкції (рис. 5) та зменшення стискної жорсткості меншого пояса.

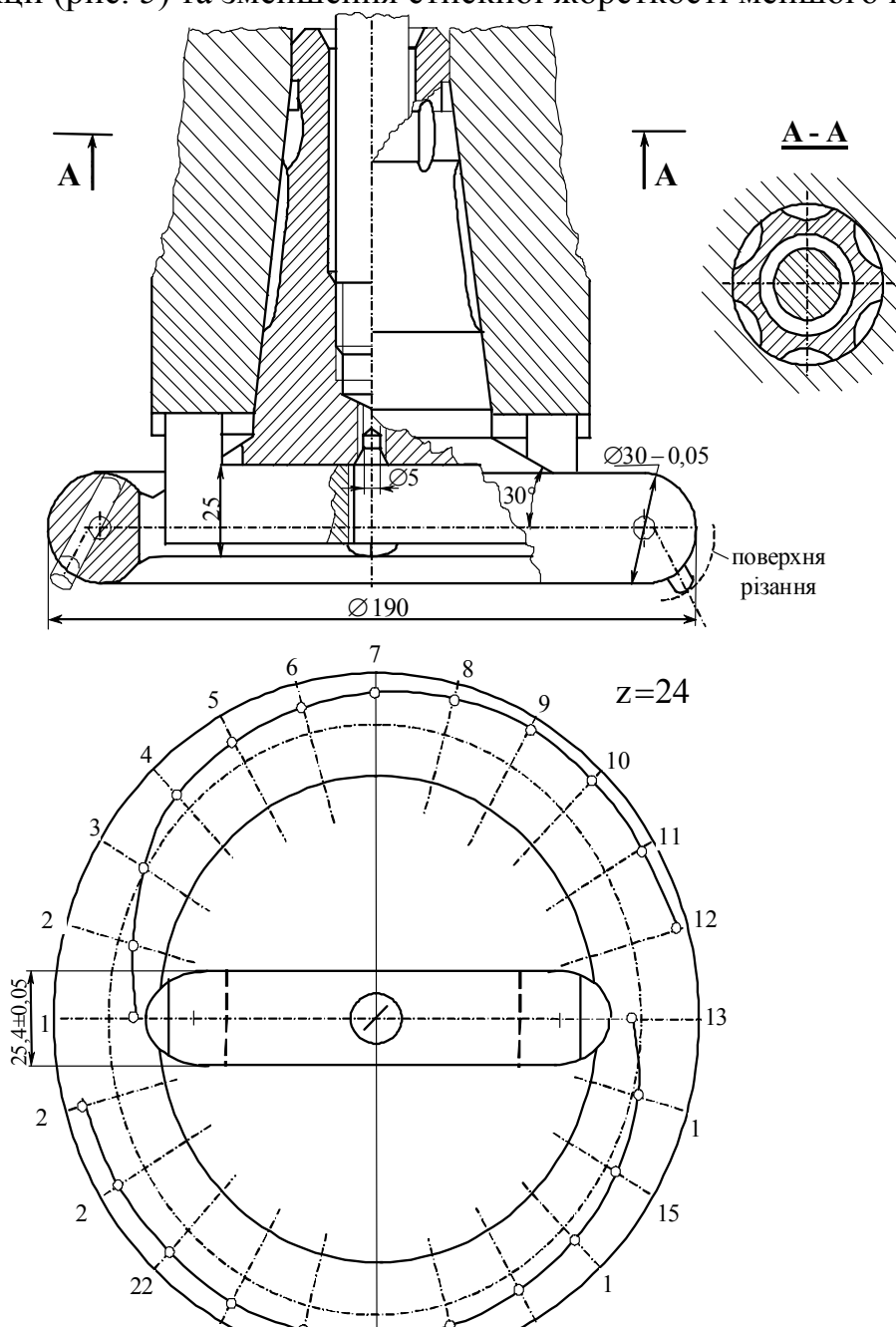


Рисунок 5 – Конструкція фрези в з'єднанні зі шпинделем верстата

При прикладенні осевого затягувального зусилля до хвостовика це дозволить досягти його з'єднання зі шпинделем верстата спочатку по малому пояску, а потім при подальшому зростанні зусилля – по більшому. При затягуванні в отвір шпинделя малий контактний поясок хвостовика буде стискатись в місцях, порізаних пазами.

Згідно закону Гука скорочення цього пояска по колу буде визначатися за формулою:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot F} = \frac{N \cdot \pi d_c}{2E \cdot b \cdot l}, \quad (1)$$

де N – радіальна сила, Н;

d_c – середній діаметр стінки контактної пояски, мм;

E – модуль пружності першого роду, $E = 2,1 \cdot 10^2$ ГПа,

b – середня товщина стінки, мм;

l – ширина пояска, мм.

Діаметральне зменшення пояска буде визначатися як:

$$\delta_D = \frac{\Delta l}{\pi} = \frac{N \cdot d_c}{2E \cdot b \cdot l}. \quad (2)$$

Загальну осеву силу затягування хвостовика в отворі шпинделя, рівну 3000 Н, доцільно розкласти на 1000 Н для закріплення по великому контактному пояску і 2000 Н для деформування і закріплення по малому контактному пояску.

Розрахунок загальної осевої сили можна виконати за формулою:

$$Q = N \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (3)$$

де N – радіальна сила, Н;

d_c – половина кута конуса, $\alpha = 8^\circ 17' 50''$;

φ – кут тертя, $\varphi = \operatorname{arctg} f$. При терті сталей хвостовика і шпинделя $f = 0,1$, а $\varphi = 5,71^\circ$.

Вказане виконання хвостовика з малим пояском підвищеної податливості дозволяє знизити ступінь точності виконання величини конуса з 7 до 8 та досягти результатів, які відповідають з'єднанню за ступенем точності АТ4–АТ6.

Також для вирівнювання навантаження по колу в будь-якому поперечному перерізі кінцевого з'єднання хвостовика зі шпинделем при передачі крутного моменту від двигуна верстата була розроблена конструкція спеціальної шпонки [17]. Вона забезпечує передачу чистого крутного моменту без створення поперечних сил.

Таким чином, авторами обґрунтоване використання даної удосконаленої конструкції фрези, яка дозволяє знімати припуски до 6 мм при забезпеченні необхідної якості поверхні на оптимальних режимах різання ВОР.

Література

- 1 Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985.
- 2 Бер А., Калдос С. Износ инструмента в первые секунды резания. //“CIRP Ann.”, 1982, 31, № 1. – р. 13–17.
- 3 Андреев Г.С. Расчет кинематического динамического состояний системы СПИД при врезании инструмента в обрабатываемый материал. / В сб. “Надежность режущего инструмента”. – К.: “Техніка”, 1972. – С. 183–190.
- 4 Андреев Г.С. Удар при прерывистом резании металлов // “Вестник машиностроения”. – 1971. – № 3. – С. 65–68.
- 5 Глембоцька Л.Є. Проектування різальної частини ножа торцевої фрези: Збірник наукових праць: «Процеси механічної обробки в машинобудуванні». – Ж.: ЖДТУ, 2005. – Вип. 2. – С. 184–196.
- 6 Рамарадж, Сантанам, Шоу. Разрушение инструмента в конце резания. Часть 1. Образование носка // Современное машиностроение. Серия Б. – 1989. – № 6.
- 7 Петросян Г.М., Чинь Минь Ты. Силы при фрезеровании торцевой фрезой с цилиндрическими передними поверхностями режущих элементов. // «Чистовая обработка деталей машин». Вып. 2. – Саратов, 1976. – С. 9–15.
- 8 Петросян Г.М., Чинь Минь Ты. Особенности износа фрезы с цилиндрическими передними поверхностями при чистовом фрезеровании. // «Технол. и организ. произв-ва. Научн. произв. сб.». – 1977. – С. 23–25.
- 9 Резцы с цилиндрической передней поверхностью / А.Н. Резников, И.Я. Козин // Станки и инструмент. – 1968. – №12.
- 10 Геометрия резцов с цилиндрической передней поверхностью / И.Я. Козин, В.И. Киршбаум, И.Я. Заславский // Известия ВУЗов. – 1969. – №3.
- 11 Глембоцька Л.Є., Мельничук П.П. Схеми різання при обробці торцевими фрезами плоских поверхонь деталей з важкооброблюваних матеріалів // Вісник ЖДТУ. – 2006. – №3(38) /Технічні науки. – С. 3–10.
- 12 Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: «Машиностроение», 1971. – 264 с.
- 13 Режущие инструменты с полыми коническими хвостовиками. HSK–Schnitt–und Trennstelle // Masch.–Anlag.+Verfahr. – 1995, № 3. – С. 46.
- 14 Режущие инструменты с полым коническим хвостовиком. Hohlschaftkegel // Werkstatt und Betr. – 1998. – 131, № 7–8. – С. 736.
- 15 Хвостовики вращающихся режущих инструментов. HSK or CAT which tool holding solution is best? Mod. Appl. News 2001, 35, №2. – С. 20–23.
- 16 Влияние усилия затяжки инструмента в шпинделе станка на процесс резания. Wichtig für Bearbeitung–sergebnis / Grossmann Gunter // Schweiz. Maschinenmarkt. – 1989. – 89, №3. – С. 38–39, 41, 43.
- 17 Заявка № А 200609042 від 14.08.06 р. патенту на винахід «Застосування без відтискового повідка як механізму торцевих шпонок». Автор – Глембоцька Л.Є.

УДК 621.9: 658.5

Івченко Т.Г.

ДонНТУ, г. Донецьк, Україна

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ РЕЗАНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

On the basis of the developed theoretical bases of calculation of thermal streams and temperature in the area of cutting their intercommunications with the parameters of exploitation of cutting instrument are set. Software of calculations of thermal streams and cutting temperatures depending on speed of cutting and serve is developed.

Введение

Тепловые явления при резании, влияющие на качество обработки деталей и работоспособность оборудования, оснастки, инструмента, в значительной мере определяют функционирование технологической системы. Управление температурой резания – наиболее эффективный путь повышения стойкости инструмента и качества обработанной поверхности. В связи с этим достаточно актуальна разработка теоретических основ расчета температуры резания и обоснование на их основе рациональных методов управления тепловыми явлениями в зоне резания.

В настоящее время широкое распространение получают теоретические методы исследования тепловых процессов при резании. Одним из аналитических методов решения тепловых задач при резании является метод источников теплоты [1], который характеризуется достаточной простотой и наглядностью в сравнении с другими аналитическими и численными методами и достаточно хорошо совпадает с результатами проведенных ранее многочисленных экспериментальных исследований [2].

Начальным этапом теплофизического анализа систем является изучение основных закономерностей формирования тепловых потоков в зоне резания. Существующая методика определения тепловых потоков, действующих на передней и задней поверхностях лезвия режущего инструмента [1, 3] весьма затруднительна для практического применения. Представляет интерес ее дальнейшее совершенствование для установления взаимосвязей параметров тепловых потоков в зоне резания с условиями эксплуатации режущего инструмента. Предложенная в работах [4, 5] методика расчета температуры резания также требует дальнейшего развития в направлении установления взаимосвязи температуры резания с режимами механообработки.

Целью представленной работы является создание теоретических основ

расчета тепловых потоков и температуры в зоне резания и установлении их взаимосвязи с параметрами эксплуатации режущего инструмента.

Основное содержание и результаты работы

В зоне резания возникают три основных источника теплоты: теплота деформации в зоне стружкообразования на плоскости сдвига N (интенсивность источника q_d), теплота трения на площадке контакта между стружкой и передней поверхностью инструмента (интенсивность источника q_{1T}) и теплота трения между задней поверхностью инструмента и деталью (интенсивность источника q_{2T}).

Теплота каждого из источников передается всем твердым телам, участвующим в процессе обработки - детали, резцу, стружке, причем в зоне резания имеет место переплетение путей движения потоков теплоты, и потому математическое описание процесса теплообмена достаточно сложно.

Температура в режущем лезвии инструмента формируется под воздействием источников q_1 и q_2 , плотность которых для практических расчетов принимается равномерно распределенной по площадкам $b \times l$ и $b \times h$. Схема действия источников теплоты на лезвии режущего инструмента с квадратной пластиной представлена на рис. 1.

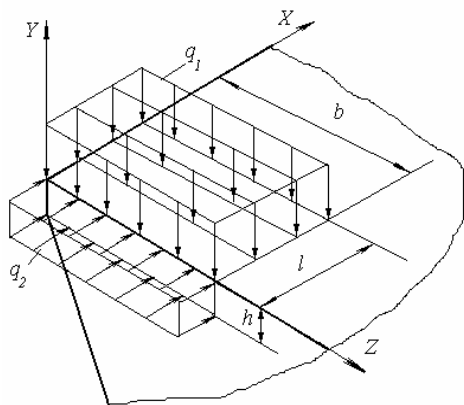


Рисунок 1 – Схема действия источников теплоты на передней и задней поверхностях лезвия режущего инструмента

Ось Z в рассматриваемой системе координат ориентируется в направлении главной режущей кромки; b – ширина среза; l – длина контактной площадки в направления схода стружки; h – износ по задней поверхности. При схематизации компонентов исследуемой системы лезвийный инструмент рассматривается в виде неограниченного клина. Для сборного режущего инструмента с механическим креплением многогранных неперетачиваемых пластин угол заострения β может

быть принят равным $\beta = 90^\circ$.

Расчет плотности тепловых источников q_1 и q_2 с достаточной точностью может быть осуществлен по известной методике [1] из системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{q_1 l}{\lambda_u} M_1 + \frac{q_2 h}{\lambda_u} N_2 = (1+c)\Theta_\partial + 0,142 \frac{\sqrt{\omega_\partial}}{\lambda_\partial} \sqrt{\frac{kl}{V}} (q_{1T} - 1,3q_1) \\ \frac{q_2 h}{\lambda_u} M_2 + \frac{q_1 l}{\lambda_u} N_1 = (1+c)\Theta_\partial T_\partial + 0,1 \frac{\sqrt{\omega_\partial}}{\lambda_\partial} \sqrt{\frac{h}{V}} (q_{2T} - 1,82q_2) \end{cases}, \quad (1)$$

где λ_{∂} , λ_u , ω_{∂} , ω_u – коэффициенты теплопроводности (Вт/м·°С) и температуропроводности (м²/с) материалов детали и инструмента соответственно; M_1 , M_2 – безразмерные функции, определяющие нагрев площадок на передней и задней поверхностях лезвия инструмента; N_1 , N_2 – безразмерные функции, учитывающие взаимный нагрев площадок на передней и задней поверхностях лезвия инструмента; c – коэффициент, учитывающий подогрев слоев металла стружки за один оборот детали; Θ_{∂} – температура деформации; T_{∂} – безразмерная функция распределения температур в детали, вызванных теплотой деформации; q_{1T} , q_{2T} – плотности тепловых потоков от сил трения на площадке контакта между стружкой и передней поверхностью лезвия инструмента, между задней поверхностью лезвия инструмента и деталью соответственно.

В результате численного решения системы уравнений (1) с использованием разработанного программного обеспечения устанавливаются значения плотностей тепловых потоков на передней q_1 и задней q_2 поверхностях лезвия инструмента.

Пример расчета представлен для следующих условий: обрабатываемый материал – сталь 45; $\sigma_{\epsilon} = 750$ МПа; коэффициент усадки $k = 2,0$; глубина резания $t = 3$ мм; подача $S = 0,3$ мм/об; скорость резания $V = 250$ м/мин; инструментальный материал – Т15К6; параметры резцов: углы в плане $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$; передний угол $\gamma = -7^\circ$; задний угол $\alpha = 7^\circ$; угол заострения $\beta = 90^\circ$.

В результате расчетов с использованием линейного регрессионного анализа (погрешность не превышает 10%) для практического использования в области $h > 0,2$ установлены следующие линейные зависимости плотности тепловых потоков q_1 и q_2 от износа по задней поверхности h [3]:

$$q_1(h) = 9,71 \cdot 10^7 - 10^8 h; \quad q_2(h) = 2,67 \cdot 10^8 h - 2 \cdot 10^8. \quad (2)$$

На основании множественного регрессионного анализа установлены двухпараметрические зависимости плотности тепловых потоков q_1 и q_2 от режимов резания – скорости резания V и подачи S (с погрешностью, не превышающей 10%), представленные на рис.2:

$$q_1(V, S) = 1,5 \cdot 10^6 V^{0,18} S^{-0,23}; \quad q_2(V, S) = 3,6 \cdot 10^4 V^{0,31} S^{-0,25}. \quad (3)$$

Полученные зависимости существенно упрощают решение задач по определению плотности итоговых тепловых потоков, действующих на передней и задней поверхностях в различных условиях эксплуатации режущего инструмента, используемых для последующего расчета температуры резания.

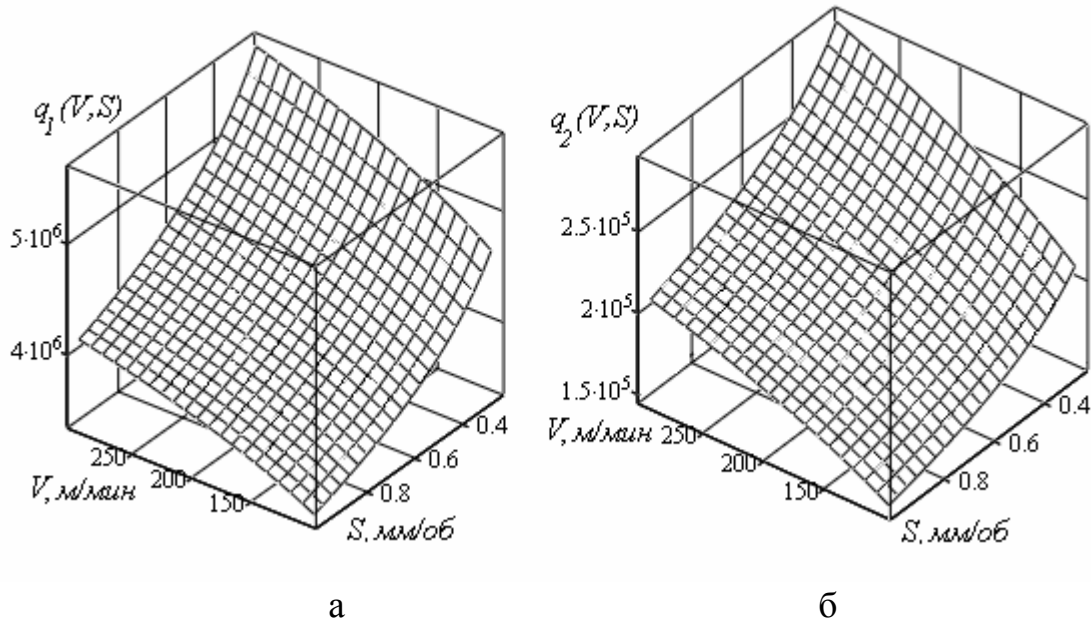


Рисунок 2 – Графики степенной зависимости плотности тепловых потоков на передней q_1 - а) и задней поверхностях лезвия q_2 - б) от режимов резания – скорости резания V и подачи S

Известно, что средняя температура лезвия инструмента при известных средних температурах на передней и задней поверхностях равна [1]:

$$\Theta_{cp} = \left(\Theta_{cp \text{ пер}} l + \Theta_{cp \text{ зад}} h \right) / (l + h) \quad (4)$$

Средние температуры лезвия, возникающие под влиянием каждого из двух источников, действующих по передней и задней поверхностям [5]:

$$\Theta_{1cp} = P_1 \left(\int_0^1 T_1(\psi) d\psi + \int_0^{\chi} T_1(\eta) d\eta \right) / (1 + \chi) = P_1 T_{1cp} ; \quad (5)$$

$$\Theta_{2cp} = P_2 \left(\int_0^1 T_2(\psi) d\psi + \int_0^{\chi} T_2(\eta) d\eta \right) / (1 + \chi) = P_2 T_{2cp} \quad (6)$$

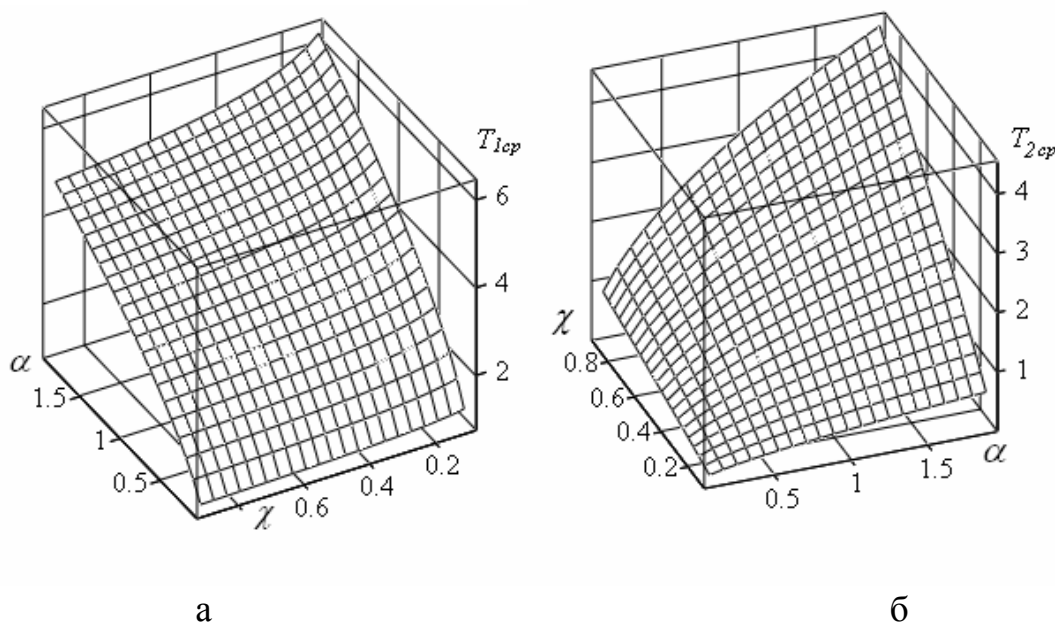
где $\psi = x/l$, $\psi_u = x_u/l$, $\zeta = z/l$, $\zeta_u = z_u/l$, $\eta = y/l$ - безразмерные координаты; $\alpha = 0,5b/l$ - безразмерная ширина среза; $\chi = h/l$ - безразмерный износ по задней поверхности; T_{1cp} и T_{2cp} - средние безразмерные температуры, на передней и задней поверхностях лезвия:

$$T_{1cp} = \frac{1}{(1 + \chi)} \left[\int_0^1 d\psi \int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \zeta_u^2}} + \int_0^{\chi} d\eta \int_0^1 d\psi_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{\psi_u^2 + \eta^2 + \zeta_u^2}} \right]; \quad (7)$$

$$T_{2cp} = \frac{1}{(1 + \chi)} \left[\int_0^1 d\psi \int_0^{\chi} d\eta_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{\zeta_u^2 + \psi^2 + \eta_u^2}} + \int_0^{\chi} d\eta \int_0^{\chi} d\eta_u \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{\zeta_u^2 + (\eta - \eta_u)^2}} \right]. \quad (8)$$

Из представленных зависимостей следует, что средние безразмерные температуры на T_{1cp} и T_{2cp} зависят только от безразмерного износа по задней поверхности χ и безразмерного сечения среза α . С использованием численных методов интегрирования выполнен анализ влияния α и χ на средние безразмерные температуры, возникающих под действием источников на передней – T_{1cp} и задней – T_{2cp} поверхностях лезвия. На основании множественного регрессионного анализа с погрешностью, не превышающей 10% установлены степенные зависимости средних безразмерных температур T_{1cp} и T_{2cp} от α и χ , графически представленные на рис.3.

$$T_{1cp}(\alpha, \chi) = 3,31\alpha^{0,58}\chi^{-0,12}; \quad T_{2cp}(\alpha, \chi) = 3,4\alpha^{0,56}\chi^{-0,9}. \quad (9)$$



Рисунрок 3 – Графики степенной зависимости средних безразмерных температур, возникающих под действием источников на передней T_{1cp} - а) и задней T_{2cp} - б) поверхностях от безразмерных сечений среза α и износа по задней поверхности χ от безразмерного сечения среза α и безразмерного износа задней поверхности χ

В результате анализа зависимости средних безразмерных температур T_{1cp} и T_{2cp} от режимов обработки для ранее указанных условий обработки установлено:

$$T_{1cp}(V, S) = 3,32S^{-0,46}; \quad T_{2cp}(V, S) = 0,17S^{-1,46}. \quad (10)$$

На основании вышеизложенного температура резания в зависимости от режимов обработки рассчитывается как суммарная средняя на передней и задней поверхностях лезвия инструмента с учетом одновременного действия двух источников:

$$\Theta_P(V, S) = \frac{K_{\beta} l(V, S)}{4\pi\lambda_u} [q_1(V, S)T_{1cp}(V, S) + q_2(V, S)T_{2cp}(V, S)] \quad (11)$$

В результате анализа полученной формулы (11) для указанных ранее условий обработки с использованием множественного регрессионного анализа установлены аналитические зависимости температуры резания от

скорости резания и подачи, представленные на рис.4 для значений износа по задней поверхности $h = 0,8\text{мм}$ и $h = 0,2\text{мм}$ соответственно:

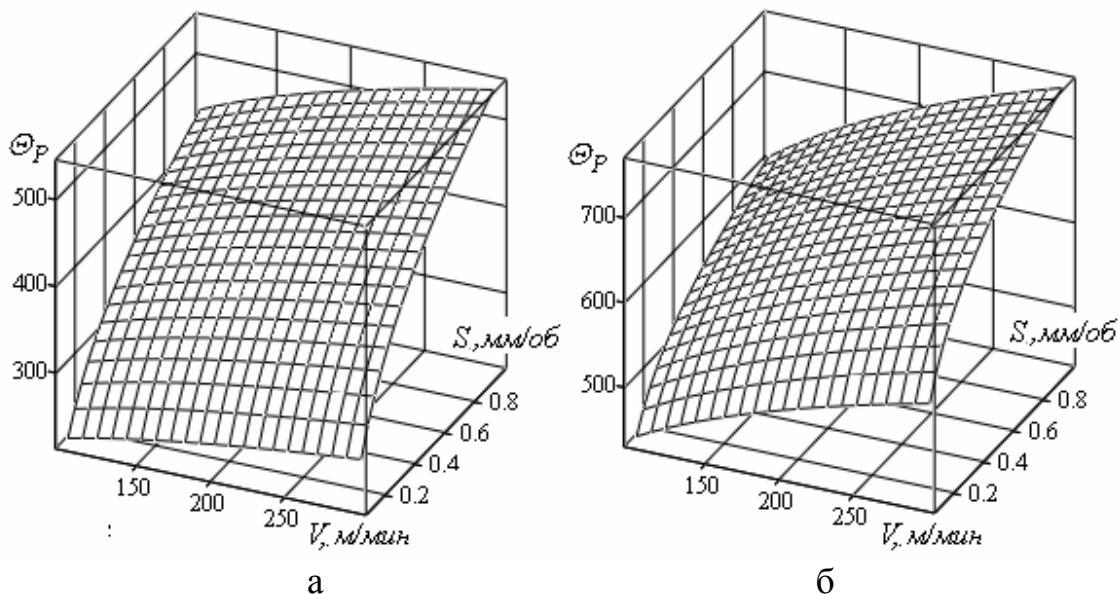


Рисунок 4 – Графики зависимости температуры резания от режимов обработки для значений износа по задней поверхности $h = 0,8\text{мм}$ - а) и $h = 0,2\text{мм}$ р – б)

$$\Theta_P = 193V^{0.18}S^{0.3} ; \Theta_P = 230V^{0.21}S^{0.14} \quad (12)$$

Полученные зависимости существенно упрощают решение задач по определению температуры резания в зависимости от параметров обработки. Разработанное программное обеспечение позволяет выполнять указанные расчеты для любых условий эксплуатации.

Проверка разработанной методики аналитического определения температуры резания выполнена на основании сравнения известных экспериментальных исследований [2] с результатами расчетов для одних и тех же условий эксплуатации. Графики теоретических Θ_T и экспериментальных $\Theta_Э$ зависимостей температуры резания от режимов резания - скорости резания V и подачи s представлены на рис. 5.

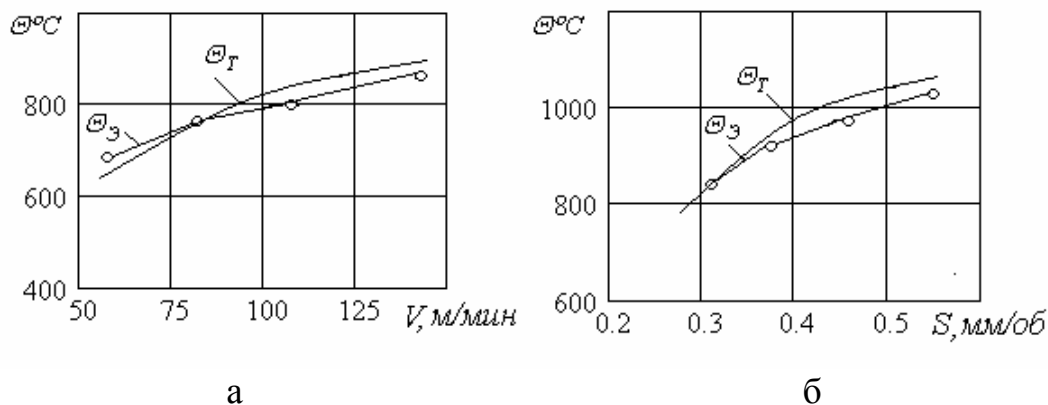


Рисунок 5 – Сравнение экспериментальных - $\Theta_Э$ и теоретических Θ_T значений температуры резания для различных режимов резания - скорости резания V - а) и подачи S –б)

Сравнение проводилось для следующих условий: обработка стали 45 твердосплавными резцами Т15К6 (геометрические параметры: главный угол в плане $\varphi = 45^\circ$, передний угол $\gamma = -5$); режимы резания - глубина резания $t = 1$ мм, подача $s = 0,2$ мм/об, скорость резания $V = 200$ м/мин; допустимый износ по задней поверхности $h = 0,4$ мм.

Результаты расчета температур по усовершенствованной методике приближаются к экспериментальным данным. Максимальная погрешность не превышает 10%, что указывает на возможность использования разработанной методики для оценки температуры резания для различных условий эксплуатации.

Заключение

На основании разработанных теоретических основ расчета тепловых потоков и температуры в зоне резания установлены их взаимосвязи с параметрами эксплуатации режущего инструмента. Разработано программное обеспечение расчетов тепловых потоков и температур резания в зависимости от скорости резания и подачи.

Разработанная методика быть широко использована для прогнозирования закономерностей формирования температур в зоне резания в зависимости от свойств инструментальных материалов, геометрических параметров инструментов, режимов резания, а также выбора рациональных условий эксплуатации для любых видов режущих инструментов.

Література

- 1 Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. –288с.
- 2 Даниэлян А.М. Теплота и износ инструментов в процессе резания металлов. – М.: Машгиз, 1964. – 276с.
- 3 Ивченко Т.Г. Исследование закономерностей формирования тепловых потоков зоне резания при точении // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць.– Краматорськ: ДДМА, 2006.- Вип.20. - С.88-94.
- 4 Івченко Т.Г. Аналітичне визначення температури різання в залежності від умов експлуатації ріжучого інструменту // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. - Донецьк, ДонНТУ, 2005.- Вип.. 92. - С.37-42.
- 5 Ивченко Т.Г. Совершенствование методики аналитического определения температуры резания // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. - Вып. 33. – С.103-110.

УДК 621.9.025

Мироненко Е.В., Васильева Л.В., Гах В.М.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ СТОЙКОСТИ И ПРОЧНОСТИ РЕЗЦОВ

The article considered the research of stability of turning cutters for a choice of the best design. Three designs were chosen as a result of the data analysis. The model was received for a share of breakages.

Введение

Выбор типа конструкции инструмента, его параметров, режимов резания должен быть количественно обоснован с учетом многих факторов, причем принимаемые решения должны быть оптимальными. Такой выбор может осуществляться только с учетом системного подхода к многокритериальной оптимизации параметров всей технологической системы, что делает возможным повышение производительности механической обработки и сокращения расхода твердого сплава.

В качестве объекта для исследований были выбраны сборный инструмент и режимы резания, применяемые при черновом и получистовом точении на токарных станках с $D_c=800..1000$ мм, которые есть практически на всех машиностроительных заводах. Диапазон условий обработки на этих станках велик, а условия работы как режущего инструмента, так и оператора являются напряженными.

Методика работы

Основными исходными данными для оптимизации некоторых параметров резцов и режимов резания служат результаты производственных исследований, которые имеют существенный элемент активности: обеспечивается однородное качество инструмента, оптимизируется величина такого параметра как подача.

Исследования проводились на одной и той же партии заготовок. В данной работе осуществлялся анализ характера отказа: размеров элементов износа и разрушения. В качестве критерия отказа были приняты: износ по главной задней поверхности $h_s=1,5$ мм, выкрашивание режущей кромки $\geq 1,0$ мм, поломка режущей пластины или других элементов резца. В качестве обрабатываемого материала использовалась конструкционная сталь углеродистая и легированная (НВ190-240), сталь для прокатных валков (НВ 280-320). Осуществлялась как черновая, так и получистовая обработка с требованием обеспечения определенной чистоты обрабатываемой поверхности. Обработка производилась по корке и без корки, с глубиной резания до 17 мм. Применялись резцы высотой 50 мм,

напайные и со сменными многогранными пластинами различных конструкций.

Основная часть

Была выдвинута гипотеза, что в соответствии с концепцией многокритериальности для рассматриваемых станков нельзя будет рекомендовать один тип конструкции резца. Конструкции резцов с СМП были выбраны на основе ранее проведенных исследований [1,2]. Однако они могут рассматриваться и как представители определенных групп конструкций.

Для исследований были взяты 7 различных конструкций: резец с напаянной твердосплавной пластиной 2100-0833 ГОСТ 18878-73 (конструкция №1) и 6 сборных резцов с СМП - конструкция №2 (а.с. №994133); конструкция №3 (а.с. №1144784); конструкция №4 (а.с. №1201064); конструкция №5 (а.с. №1201064 и №1000100); конструкция №6 (а.с. №1232384); конструкция №7 (с СМП, с креплением пластины прижимом, с боковыми выемками). Конструкции №2, 3, 5 и 7 показаны на рис.1.

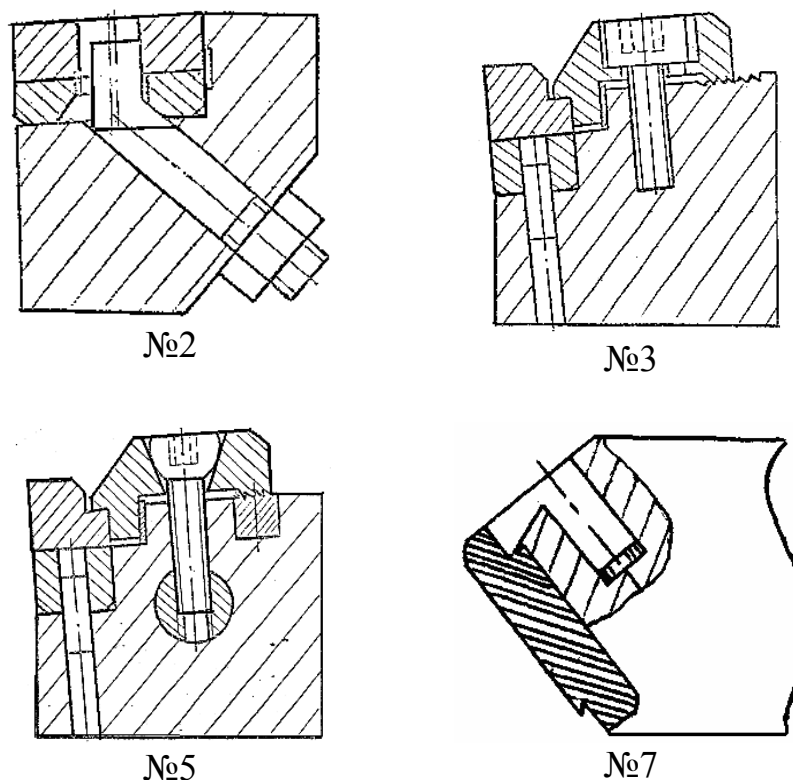


Рисунок 1 – Конструкции резцов со сменной многогранной пластиной

Полученные в результате проведенных экспериментов данные обрабатывались в системе STATISTICA6 [3]. Рассмотрим результаты исследований на примере конструкции №7.

Общее число опытов – 93. Из них износ наблюдался в 83 случаях

(89,25%), выкрашивание – в 5 (5,38%), поломка - в 5 (5,38%). Расчет основных статистик (табл.1) показывает, что диапазон изменений для t_{min} составляет от 0 до 15 мм, для t_{max} - от 12 до 17 мм, для s - от 1,12 до 1,6 мм/об, для v - от 35 до 84 м/мин, T - от 2,7 до 17,6 мин, $hз$ - от 0,2 до 1,7 мм.

Таблица 1

| Variable | Descriptive Statistics (rez7poln) | | | | | | |
|----------|-----------------------------------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|
| | Valid N | Mean | Minimum | Maximum | Std.Dev. | Skewness | Kurtosis |
| t_min | 93 | 4,13978 | 0,00000 | 15,00000 | 2,49169 | 1,362354 | 3,580957 |
| t_max | 93 | 13,33333 | 12,00000 | 17,00000 | 1,95233 | 1,111950 | -0,496242 |
| s | 93 | 1,32645 | 1,12000 | 1,60000 | 0,10868 | -0,375394 | 0,392980 |
| v | 93 | 69,75269 | 35,00000 | 84,00000 | 16,97290 | -0,864609 | -0,721159 |
| T | 93 | 6,82688 | 2,70000 | 17,60000 | 2,63142 | 2,680838 | 7,996522 |
| hз | 83 | 0,94217 | 0,20000 | 1,70000 | 0,42120 | 0,261459 | -0,853682 |

Для визуализации результатов построим несколько графиков(рис.2-7):

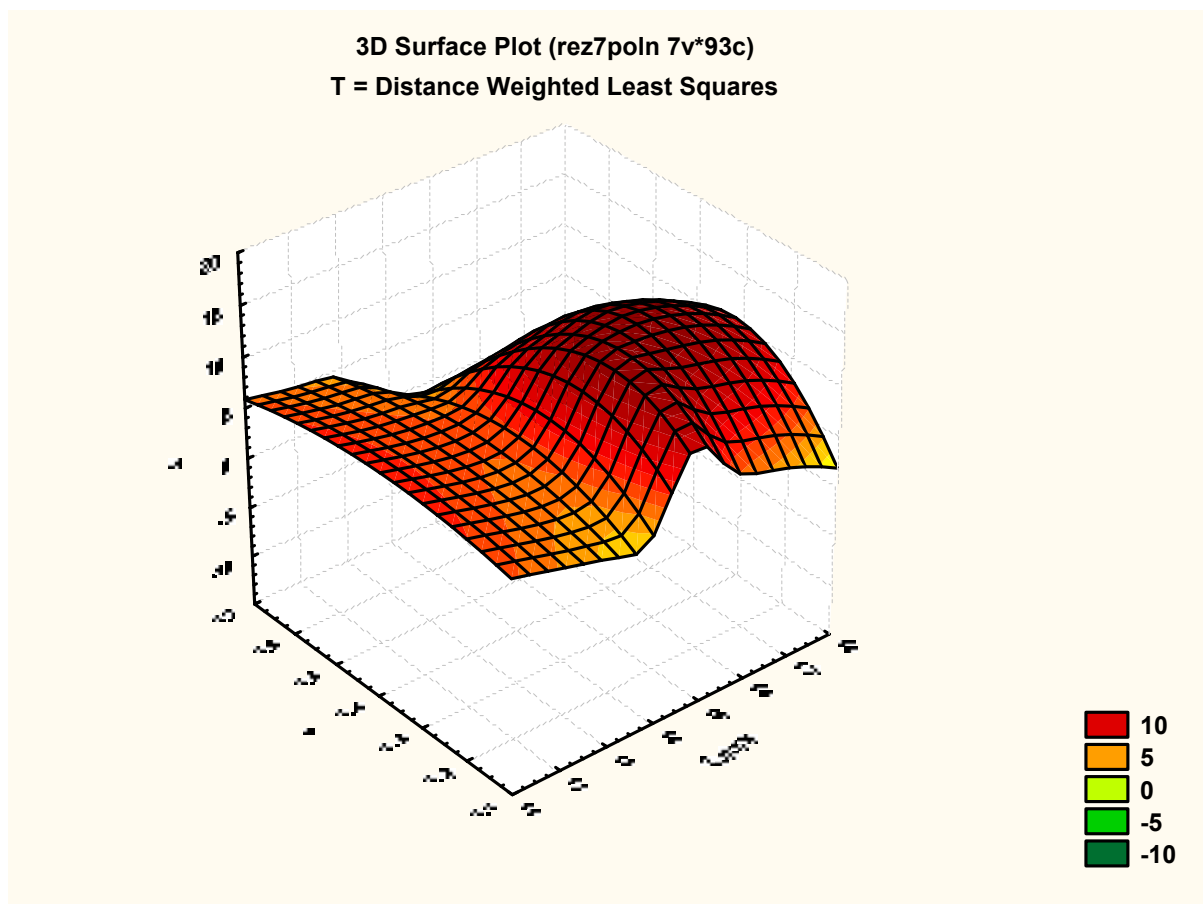


Рисунок 2 – Графическое представление зависимости стойкости (Т) от максимальной глубины резания (t_{max}) и подачи (s)

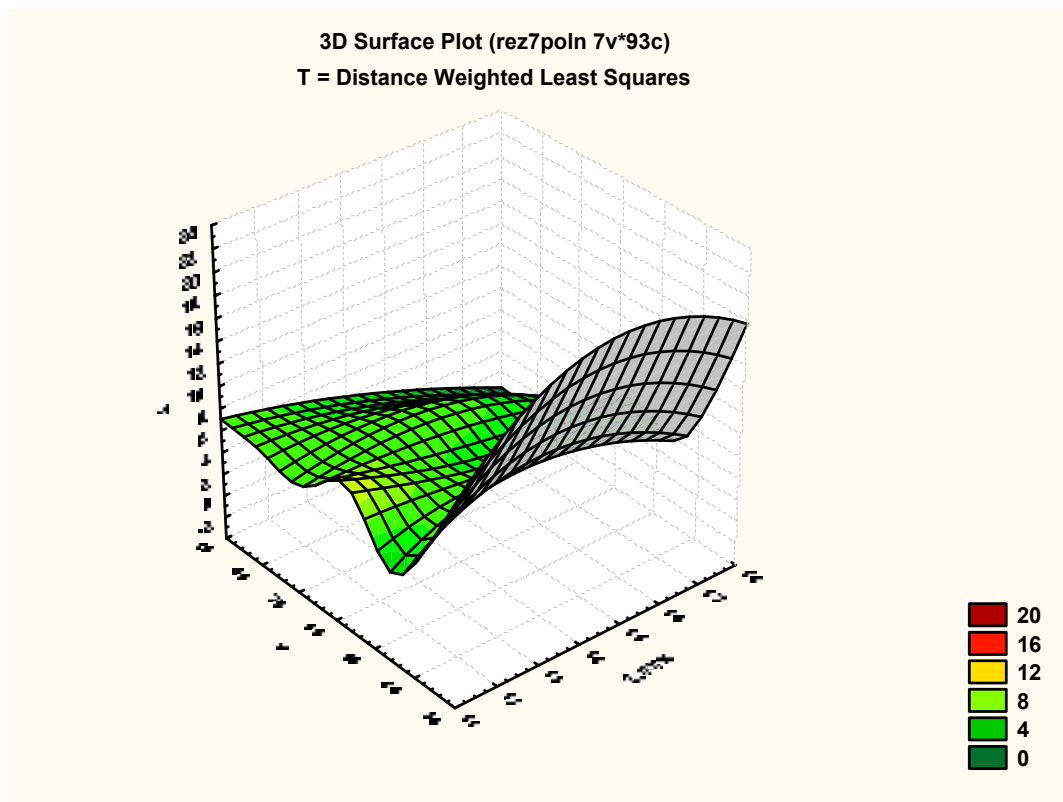


Рисунок 3 – Графіческое представление зависимости стойкости (Т) от максимальной глубины резания (t_{max}) и скорости резания (v)

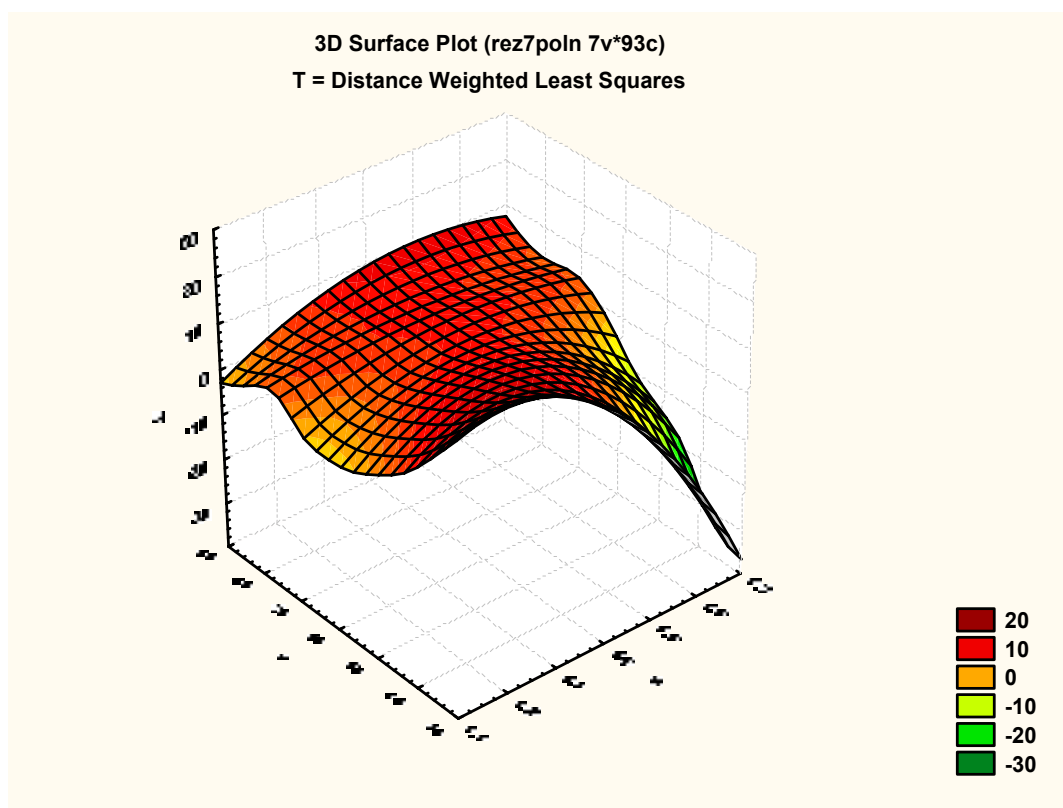


Рисунок 4 – Графіческое представление зависимости стойкости (Т) от подачи (s) и скорости резания (v)

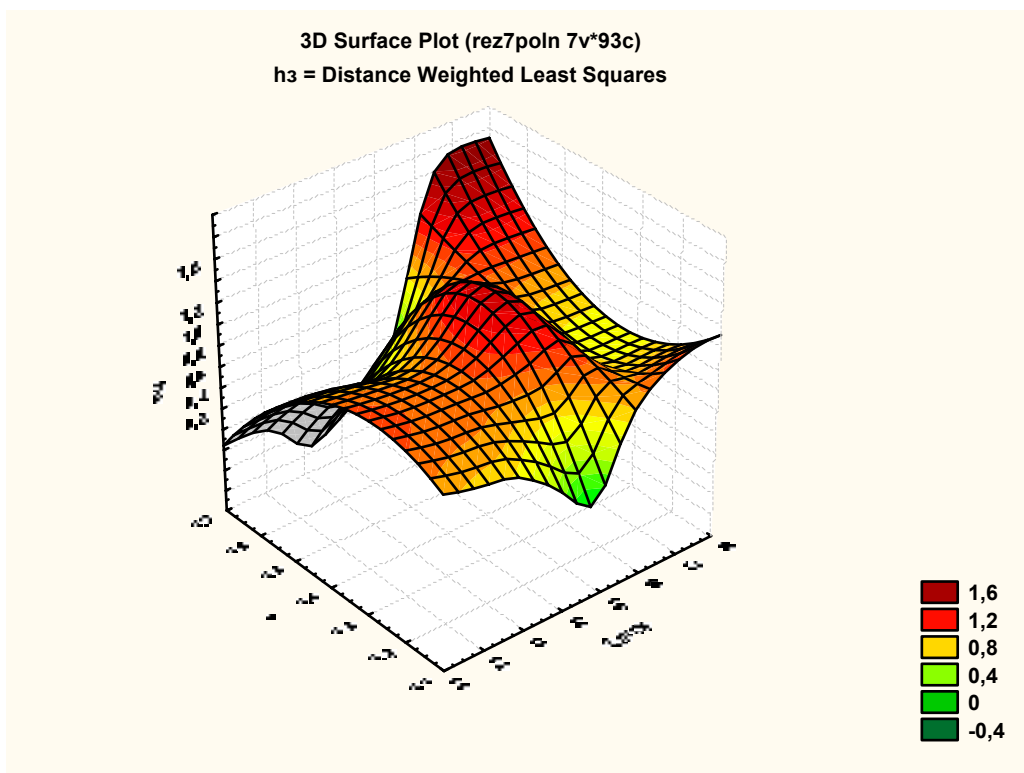


Рисунок 5 – Графическое представление зависимости величины износа по задней поверхности резца (h_3) от максимальной глубины резания (t_{max}) и подачи (s)

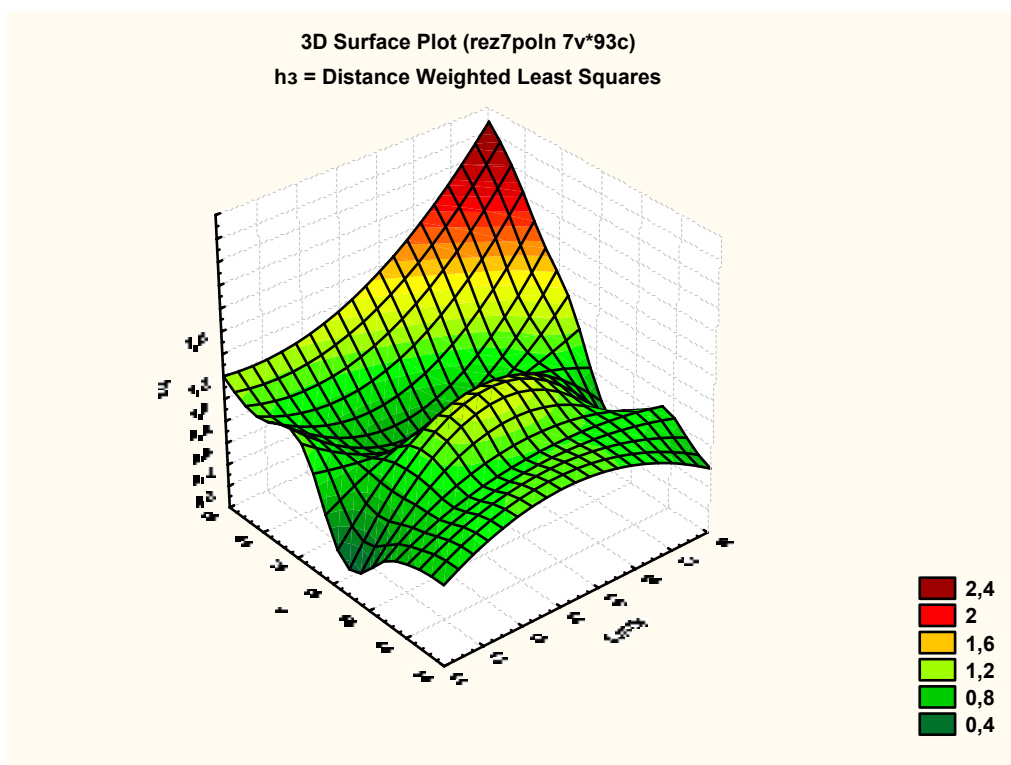


Рисунок 6 – Графическое представление зависимости величины износа по задней поверхности резца (h_3) от максимальной глубины резания (t_{max}) и скорости резания (v)

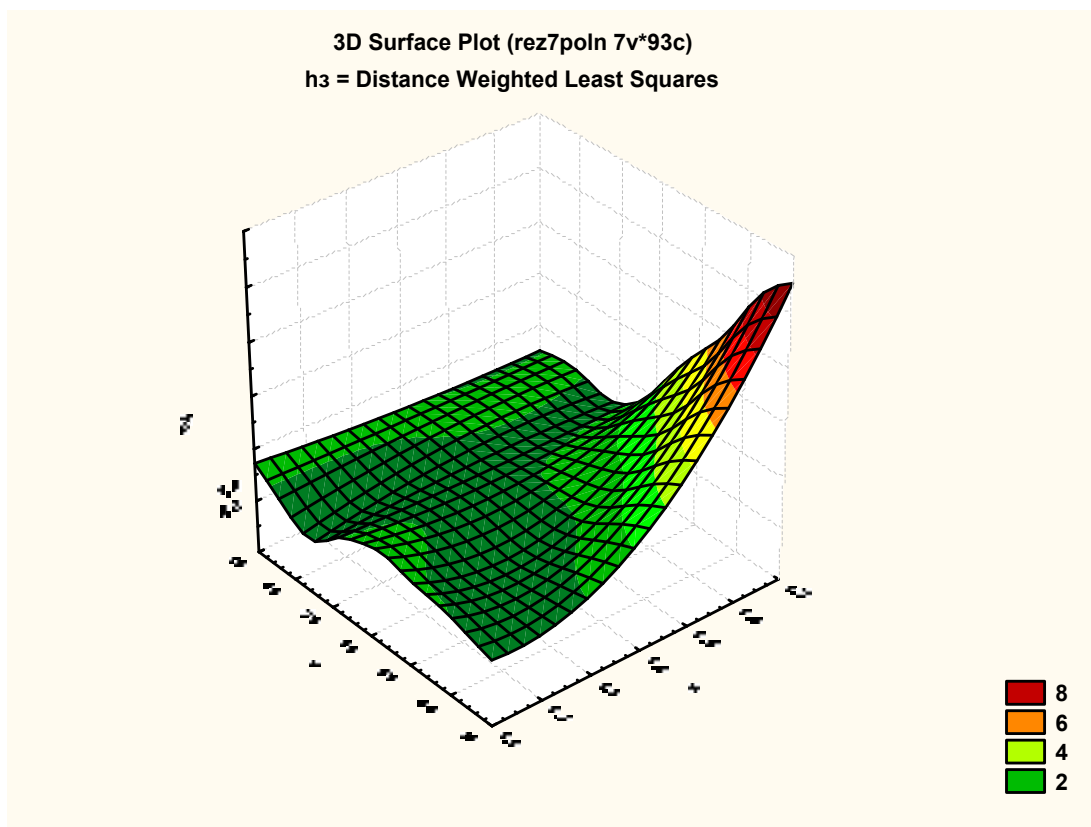


Рисунок 7 – Графическое представление зависимости величины износа по задней поверхности резца (h_3) от подачи (s) и скорости резания (v)

Проверка наличия множественной регрессии $T(t_{max}, s, v)$ (табл.3) показывает, что множественный коэффициент корреляции $R=0,53$, что говорит о достаточной связи между рассматриваемыми показателями. При этом наблюдаемое значение критерия Фишера $F(3, 89)=11,758$ с уровнем значимости $\alpha < 0,0000$.

Таблица 3

| Regression Summary for Dependent Variable: T (rez7poln) R= ,53277020 R?= ,28384408 Adjusted R?= ,25970400 F(3,89)=11,758 p<,00000 Std.Error of estimate: 2,2641 | | | | | | |
|---|-----------|------------------|----------|---------------|----------|----------|
| N=93 | Beta | Std.Err. of Beta | B | Std.Err. of B | t(89) | p-level |
| Intercept | | | 18,04966 | 5,677991 | 3,17888 | 0,002034 |
| t_max | -0,396317 | 0,157178 | -0,53417 | 0,211851 | -2,52145 | 0,013467 |
| s | 0,150392 | 0,101896 | 3,64123 | 2,467066 | 1,47593 | 0,143491 |
| v | -0,825803 | 0,152967 | -0,12803 | 0,023715 | -5,39859 | 0,000001 |

При исследовании зависимости доли поломок q от рассматриваемых элементов режима резания вначале строим корреляционную матрицу (табл.4), из которой следует, что на величину доли поломок наибольшее влияние оказывает скорость резания, глубина резания и подача.

Таблица 4

| Correlations (rez7) | | | | | | | |
|---|-------|--------------|--------------|--------------|-------|-------|--------------|
| Marked correlations are significant at p < ,05000 | | | | | | | |
| N=5 (Casewise deletion of missing data) | | | | | | | |
| Variable | t_min | t_max | s | v | T | h_z | q |
| t_min | 1,00 | 0,81 | -0,71 | -0,78 | 0,28 | 0,46 | 0,76 |
| t_max | 0,81 | 1,00 | -0,99 | -0,96 | 0,01 | 0,78 | 0,97 |
| s | -0,71 | -0,99 | 1,00 | 0,94 | 0,10 | -0,83 | -0,96 |
| v | -0,78 | -0,96 | 0,94 | 1,00 | -0,26 | -0,58 | -0,94 |
| T | 0,28 | 0,01 | 0,10 | -0,26 | 1,00 | -0,61 | 0,06 |
| h_z | 0,46 | 0,78 | -0,83 | -0,58 | -0,61 | 1,00 | 0,75 |
| q | 0,76 | 0,97 | -0,96 | -0,94 | 0,06 | 0,75 | 1,00 |

Проверка наличия множественной регрессии $q(t_{\max}, s, v)$ (табл.5) показывает, что множественный коэффициент корреляции $R=0,97$, что говорит о тесной связи между рассматриваемыми показателями, а коэффициент достоверности аппроксимации $R^2 = 0,94$ - общее качество модели хорошее.

Таблица 5

| Statistic | Summary |
|----------------------|----------|
| | Value |
| Multiple R | 0,971970 |
| Multiple R? | 0,944726 |
| Adjusted R? | 0,778902 |
| F(3,1) | 5,697187 |
| p | 0,296564 |
| Std.Err. of Estimate | 2,954865 |

Аналогично были проанализированы данные по остальным шести конструкциям.

Общий статистический анализ результатов (табл. 6) показывает, что наибольшая средняя стойкость у резца №2: $T_{\text{ср}}=9,6$ мин, но разброс значений стойкости для него наибольший: 3,5-26,5 мин. Резец №2 также работал с меньшими значениями подачи, чем другие конструкции: 0,81-1,12 мм/об против 1,12-1,6 мм/об.

Таблица 6

| № резца | $T_{\text{ср}}$, мин | σ_T | T, мин | t_min, мм | t_max, мм | s, мм/об | v, м/мин |
|---------|-----------------------|------------|----------|-----------|-----------|-----------|----------|
| 2 | 9,6 | 5,53 | 3,5-26,5 | 0-15 | 12-17 | 0,81-1,12 | 35-84 |
| 3 | 6,9 | 2,76 | 3-17,6 | 0-15 | 12-17 | 1,12-1,6 | 35-84 |
| 4 | 6,7 | 2,94 | 2,5-17,6 | 0-15 | 12-17 | 1,12-1,6 | 35-84 |
| 5 | 6,95 | 3,2 | 1,2-17,6 | 0-15 | 12-17 | 1,12-1,6 | 35-84 |
| 6 | 6,75 | 3,05 | 2,5-17,6 | 0-15 | 12-17 | 1,12-1,6 | 35-84 |
| 7 | 6,8 | 2,63 | 2,7-17,6 | 0-15 | 12-17 | 1,12-1,6 | 35-84 |

Наибольшие средние стойкости (6,9 и 6,8 мин) при наименьших значениях стандартных отклонений у резцов №3 и 7.

Анализ соотношения количества изношенных резцов и тех, что отказали вследствие поломки (табл. 7), показал, что наименьший процент поломок у резцов №3 (6,33%) и №7 (5,38%).

Таблица 7

| № резца | % изношенных резцов | % выкрашиваний | % поломок | Кол-во опытов |
|---------|---------------------|----------------|-------------|---------------|
| 2 | 76,74 | 9,3 | 13,95 | 43 |
| 3 | 87,34 | 6,33 | 6,33 | 79 |
| 4 | 86,36 | 6,06 | 7,58 | 66 |
| 5 | 87,3 | 4,76 | 7,94 | 63 |
| 6 | 82,76 | 8,62 | 8,62 | 58 |
| 7 | 89,25 | 5,38 | 5,38 | 93 |

Выводы

Проведенные исследования и анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1 При исследовании зависимости доли поломок от рассматриваемых элементов режима резания было показано, что эта зависимость существует и она существенна. Полученные модели адекватны по критерию Фишера и могут быть использованы при многокритериальной оптимизации.

2 Для дальнейшей работы по оптимизации и выбору конструкций резцов для различных производственных ситуаций были рекомендованы резцы конструкций 2, 3 и 7. Эти варианты могут быть использованы, как представители типов базовых конструкций.

Литература

- 1 Сборный твердосплавный инструмент/ Г.Л.Хаеа, В.М.Гах, Гузенко В.С. и др. - М.:Машиностроение,1989.
- 2 Теория проектирования инструмента и его информационное обеспечение: маркетинг, квалиметрия, надежность и оптимизация/ Г.Л.Хаеа, В.С.Гузенко, Л.Г.Хаеа и др.: Под общ. ред. Г.Л.Хаеа. – Краматорск:ДГМА, 1994. - 370 с.
- 3 Боровиков В.П., Боровиков И.П. STATISTICA. – М.:Информационно-издательский дом “Филинь”, 1997. – 592с.

УДК 621.914.5

Панчук В.Г.

НТУУ “КПІ”, г. Киев, Украина

**ЗАВИСИМОСТЬ СТАТИЧЕСКИХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
РАЗМЕРОВ ОТРЕЗНЫХ ФРЕЗ С ПОДРЕЗАЮЩИМИ КРОМКАМИ**

There are determined the static geometrics of the cutting part of cutting-off mills and the questions of their change along the cutting edge are studied.

Введение

Согласно межгосударственного стандарта [1] по форме зубьев различаются отрезные фрезы с мелким, средним и крупным зубом. Угловой профиль стружечной канавки мелкого зуба однозначно определяется углом впадины Θ и передним углом γ . Глубина канавки определяется диаметром фрезы D и количеством зубьев z .

Для получения конструкции отрезной фрезы с подрезающими кромками [2] стружечные канавки выполняются с наклоном разного направления на смежных зубьях и имеют форму фасонных цилиндрических или плоских поверхностей, образующие которых идут с наклоном к оси фрезы под углом $\pm \eta$ (см. рис. 1). При этом выполняется соотношение

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{\cos(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}})}{\operatorname{tg} \varphi_{\text{п}} \cos(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}} - \varepsilon)}, \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{и}}$ – инструментальный задний угол;

$\gamma_{\text{и}}$ – инструментальный передний угол;

$\varphi_{\text{п}}$ – главный угол в плане, измеренный в передней плоскости;

ε – угловой шаг зубьев.

Инструментальный главный угол в плане $\varphi_{\text{и}}$ связан с углом $\varphi_{\text{п}}$ соотношением

$$\operatorname{tg} \varphi_{\text{п}} = \operatorname{tg} \varphi_{\text{и}} \cos \gamma_{\text{и}} \quad (2)$$

Указанные выше углы представлены на рис. 1 и определяют конструкцию режущей части фрезы в инструментальной системе координат, которая ориентирована относительно оси фрезы, и контролируются при изготовлении инструмента. Контактным процессам при резании в наибольшей степени соответствуют углы режущей части измеренные в кинематической системе координат. Учитывая, что при

отрезании фрезами движение подачи, которое значительно медленнее главного движения, не влияет существенно на форму поверхности резания, то на практике с достаточной точностью допускается использование статических геометрических параметров.

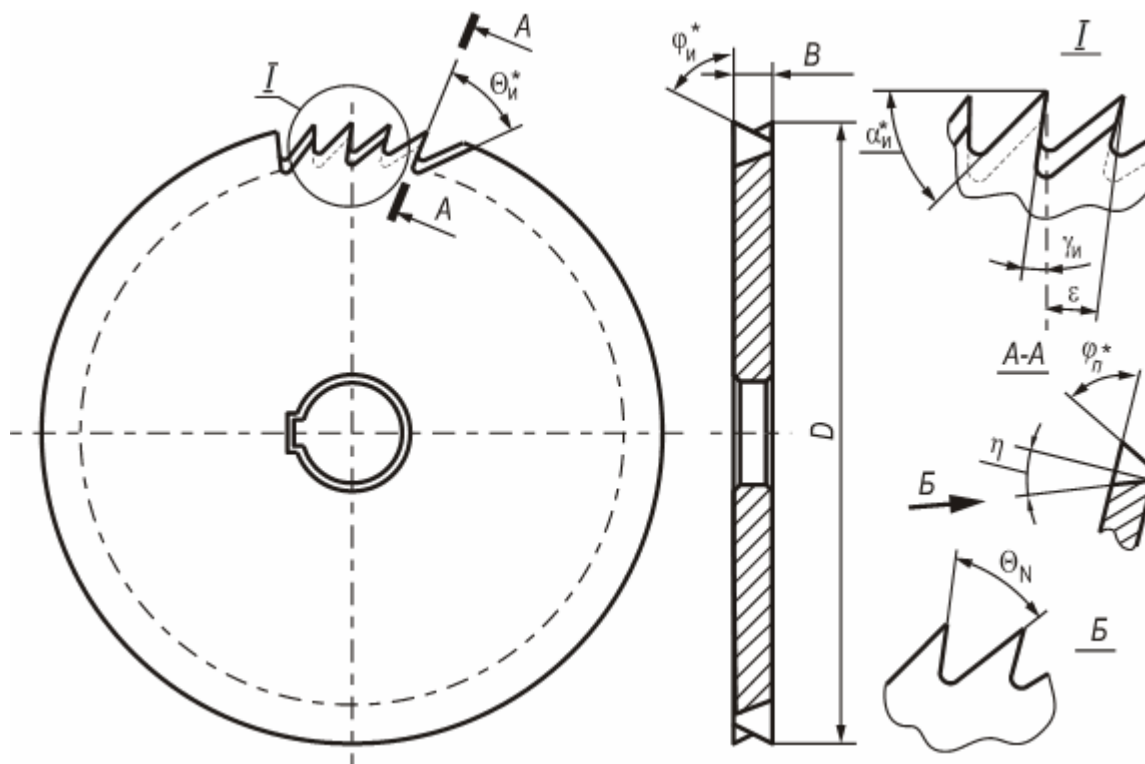


Рисунок 1 – Конструкция отрезной фрезы

В связи с этим определение взаимосвязи между инструментальными и статическими параметрами при проектировании и исследовании отрезных фрез является актуальной задачей.

Не все инструментальные размеры являются технологическими и необходимы в процессе изготовления фрезы. Размеры отмеченные на рис. 1 звездочкой получаются автоматически.

Целью настоящей работы является определение зависимостей инструментальных и статических геометрических параметров режущей части отрезных фрез с подрезающими кромками и стружечными канавками переменной глубины от технологических размеров.

При этом будем учитывать уже известные для фрез этой конструкции зависимости для углов, в произвольной точке K режущей кромки:

- статический угол в плане

$$\operatorname{tg} \varphi_{cK} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_{\Pi}}{\cos(\gamma + \delta_K)}, \quad (3)$$

где δ_K – угол между OA_1 и OK_1 (см. рис. 2), который определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \delta_K = \frac{A_1 K_1 \sin \gamma}{R - A_1 K_1 \cos \gamma}, \quad (4)$$

- статический угол наклона режущей кромки

$$\operatorname{tg} \lambda_{cK} = \operatorname{tg}(\gamma + \delta_K) \cdot \cos \varphi_{cK} \quad (5)$$

- статический передний угол

$$\operatorname{tg} \gamma_{cK} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \delta_K)}{\sin \varphi_{cK}}, \quad (6)$$

- статический задний угол

$$\operatorname{tg} \alpha_{cK} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_K) \cdot \sin \varphi_{cK}}{1 - \operatorname{tg}(\alpha - \delta_K) \cos \varphi_{cK} \operatorname{tg} \lambda_{cK}} \quad (7)$$

Геометрические параметры в инструментальной системе координат

Инструментальные параметры фрезы, проставленные на рабочем чертеже, используются в производстве и должны, в первую очередь, обеспечить технологичность изготовления инструмента. Фрезы с подрезающими кромками получают при прорезании стружечных канавок угловой фрезой под углом наклона η . Номенклатура угловых фрез строго определена и ограничена, поэтому этот технологический фактор должен учитываться и приниматься в качестве одного из исходных параметров при конструировании. Угол при вершине угловой фрезы равен углу стружечной канавки Θ_N в нормальном к направлению канавки сечении. Пересечением передней плоскости, проведенной под углом γ и задней плоскости общего положения, определенной углом Θ и η образуется режущая кромка с углом $\varphi \neq 90^\circ$ (см. рис. 1). Стружечные канавки смежных зубьев рассматриваемой фрезы имеют разное направление, $+\eta$ и $-\eta$ соответственно. За счет этого образуется режущая часть отрезной фрезы с подрезающими кромками.

Для дальнейших расчетов в качестве известных исходных значений принимаем следующие величины:

- диаметр фрезы D ;
- ширина фрезы B ;
- число зубьев z ;

- передний угол $\gamma_{и}$;
- угол наклона стружечной канавки η ;
- угол стружечной канавки в нормальном сечении Θ_N .

Для фрезы с мелким зубом (рис. 1) остальные размеры, в том числе углы $\alpha_{и}$, $\varphi_{и}$, $\varphi_{п}$ и Θ , являются производными и определяются принятыми в качестве исходных величинами.

Параметры D , B и z регламентируются стандартом ГОСТ 2679-93. Параметры $\gamma_{и}$, η и Θ_N определяют настройку оборудования при фрезеровании стружечных канавок отрезной фрезы.

Рассмотрим конструкцию режущей части отрезной фрезы, изображенной на рис. 2. Передняя поверхность одного зуба представляет собой плоскость $ABCD$, а передняя поверхность предыдущего зуба обозначена $EFGH$. Эти поверхности перпендикулярны к средней плоскости фрезы и параллельны оси фрезы. Режущие кромки зубьев представляют собой отрезки прямых AB и EF . Отрезки CD и GH представляют собою образующие фасонных цилиндрических поверхностей стружечных канавок. Плоскость проекции Π_1 перпендикулярна к оси фрезы.

Принимаем, что фреза в среднем сечении имеет равномерный шаг зубьев. Тогда угловой шаг зубьев равен

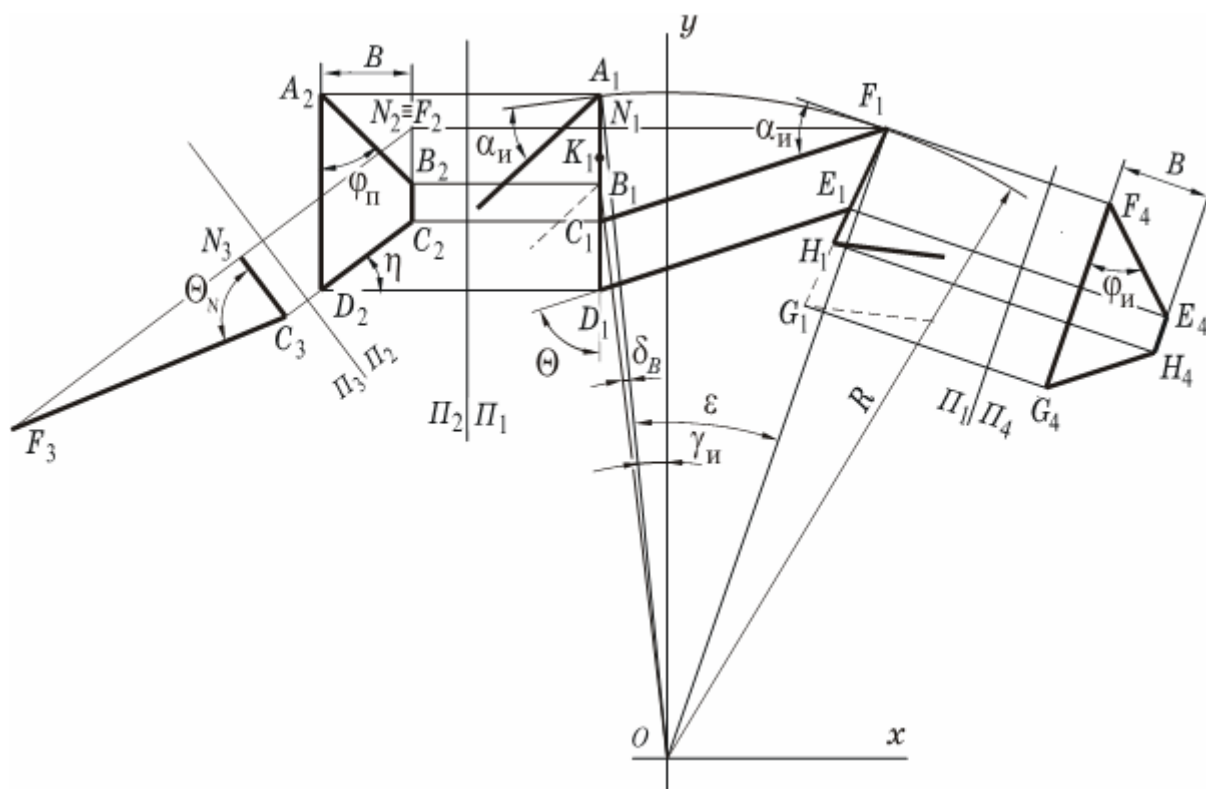


Рисунок 2 – Схема образования режущей кромки

$$\varepsilon = \frac{360}{z}. \quad (8)$$

Задняя плоскость исследуемого зуба образуется при фрезеровании стружечной канавки соседнего зуба. В результате пересечения передней и задней плоскостей образуется режущая кромка с острым углом в плане.

Инструментальный задний угол определяется путем несложных геометрических построений (см. рис. 3) и равен

$$\alpha_{и} = 90 - \Theta + \varepsilon - \gamma_{и} \quad (9)$$

После подстановки значения (9) в формулу (1) получим значение главного угла в плане в передней плоскости

$$\operatorname{tg} \varphi_{п} = \frac{\operatorname{ctg} \eta \sin(\Theta - \varepsilon)}{\sin \Theta} \quad (10)$$

Введем систему координат Π_2 / Π_3 , где плоскость Π_2 параллельна передней поверхности зуба и плоскость координат Π_3 перпендикулярна к направлению стружечной канавки, которое задается направлением линии CD . Введем дополнительную точку N на торце фрезы (см. рис. 2). Проекция угла $\angle NDF$ на плоскость Π_3 равна углу Θ_N в натуральную величину.

Учитывая координаты точек C_1 и F_1 в системе координат xOy :

$$x_{C_1} = -R \sin \gamma_{и}, y_{C_1} = R \cos \gamma_{и}, x_{F_1} = R \sin(\varepsilon - \gamma_{и}), y_{F_1} = R \cos(\varepsilon - \gamma_{и}); \quad (11)$$

определим размеры сторон треугольника $N_1C_1F_1$

$$N_1F_1 = R(\sin \gamma_{и} + \sin(\varepsilon - \gamma_{и}))$$

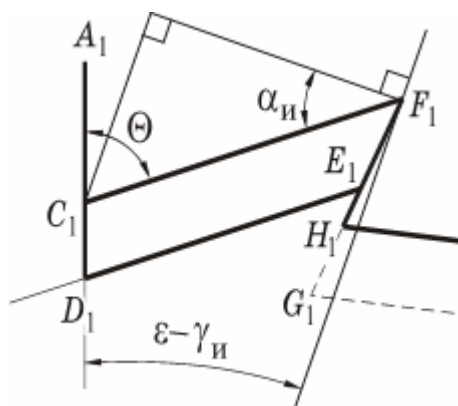


Рисунок 3 – Определение заднего инструментального угла

$$N_1C_1 = N_1F_1 \cdot \operatorname{ctg} \Theta = R(\sin \gamma_{и} + \sin(\varepsilon - \gamma_{и})) \operatorname{ctg} \Theta.$$

Из геометрических построений согласно правила перемены плоскостей получим

$$\operatorname{tg} \Theta_N = \frac{N_1 F_1}{N_1 C_1 \cdot \cos \eta} = \frac{R (\sin \gamma_{\text{и}} + \sin(\varepsilon - \gamma_{\text{и}}))}{R (\sin \gamma_{\text{и}} + \sin(\varepsilon - \gamma_{\text{и}})) \operatorname{ctg} \Theta \cos \eta},$$

или окончательно

$$\operatorname{tg} \Theta = \operatorname{tg} \Theta_N \cos \eta. \quad (12)$$

Тогда с учетом формулы (10) будем иметь

$$\operatorname{tg} \varphi_{\Pi} = \operatorname{ctg} \eta \cos \varepsilon - \frac{\operatorname{ctg} \Theta_N \sin \varepsilon}{\sin \eta} \quad (13)$$

Из изложенного выше следует, что вся геометрия режущей части отрезной фрезы с мелким зубом в инструментальной системе координат определяется известными параметрами $\gamma_{\text{и}}$, η , Θ_N , z и не зависит от размеров фрезы.

Определение статических параметров режущей части

Расчет статических параметров выполняется на основе формул (3)–(7). Анализ формул показывает, что для расчетов необходимо уметь вычислять угловое смещение δ_K ($\angle A_1 O K_1$) проекции на плоскость Π_1 произвольной точки K относительно вершины зуба A (или F для смежного зуба), которая принята за базовую точку. На рис. 2 обозначен максимально возможный угол смещения δ_B , когда точка K находится в крайнем положении, т. е. совпадает с точкой B .

Для большей наглядности геометрические построения для определения смещения точки K приведены на рис. 4. Линейное смещение произвольной точки K по ширине фрезы относительно вершины лезвия обозначим b_K . Из рисунка очевидно, что

$$b_K = A_1 K_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\Pi}. \quad (14)$$

При этом

$$A_1 K_1 = OP_1 - OQ_1 = OP_1 - \frac{A_1 P_1}{\operatorname{tg}(\gamma_{\text{и}} + \delta_K)} = R \cos \gamma_{\text{и}} - \frac{R \sin \gamma_{\text{и}}}{\operatorname{tg}(\gamma_{\text{и}} + \delta_K)} \quad (15)$$

Из формул (14) и (15) получаем выражение для определения углового смещения точки K

$$\operatorname{tg}(\gamma_{\text{и}} + \delta_K) = \frac{R \sin \gamma_{\text{и}}}{R \cos \gamma_{\text{и}} - b_K \operatorname{ctg} \varphi_{\Pi}}, \quad (16)$$

или

$$\operatorname{ctg}(\gamma_{\text{и}} + \delta_K) = \operatorname{ctg} \gamma_{\text{и}} - \frac{b_K \operatorname{ctg} \varphi_{\Pi}}{R \sin \gamma_{\text{и}}} \quad (17)$$

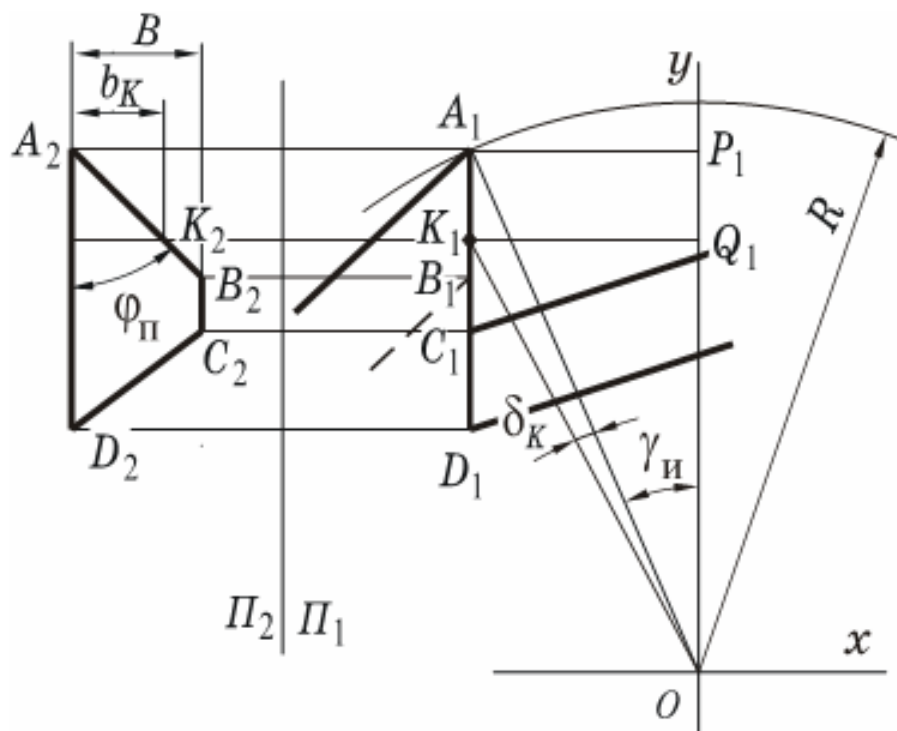


Рисунок 4 – Определение смещения произвольной точки кромки

Далее подстановкой формулы (17) в соответствующие выражения (3)–(7) получим формулы для определения статических углов в произвольной точке режущей кромки:

$$\operatorname{tg} \varphi_{c_K} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_{\Pi}}{\cos \arctg \frac{R \sin \gamma_{и}}{R \cos \gamma_{и} - b_K \operatorname{ctg} \varphi_{\Pi}}} = \operatorname{tg} \varphi_{\Pi} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 (\gamma_{и} + \delta_K)}, \quad (18)$$

- статический угол наклона режущей кромки

$$\operatorname{tg} \lambda_{c_K} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_{и} + \delta_K)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{c_K}}} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma_{и} + \delta_K)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{\Pi} (1 + \operatorname{tg}^2 (\gamma_{и} + \delta_K))}} \quad (19)$$

- статический передний угол

$$\operatorname{tg} \gamma_{c_K} = \frac{\operatorname{tg} (\gamma + \delta_K) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_{c_K}}}{\operatorname{tg} \varphi_{c_K}}. \quad (20)$$

В формулу (7) подставим значение (9) и после некоторых преобразований получим

$$\operatorname{ctg} \alpha_{c_K} = \frac{\operatorname{tg} (\Theta - \varepsilon) + \operatorname{tg} (\gamma_{и} + \delta_K)}{(1 - \operatorname{tg} (\Theta - \varepsilon) \operatorname{tg} (\gamma_{и} + \delta_K)) \sin \varphi_{c_K}} - \frac{\cos \varphi_{c_K}}{\operatorname{tg} (\gamma_{и} + \delta_K)}.$$

Вместо $\sin \varphi_{c_K}$ и $\cos \varphi_{c_K}$ подставим формулы (6) и (5) соответственно. Тогда статический задний угол определяется

соотношением

$$\operatorname{ctg} \alpha_{c_K} = \frac{\operatorname{tg}(\Theta - \varepsilon) + \operatorname{tg}(\gamma_{и} + \delta_K) \operatorname{tg} \gamma_{c_K}}{(1 - \operatorname{tg}(\Theta - \varepsilon) \operatorname{tg}(\gamma_{и} + \delta_K)) \operatorname{tg}(\gamma_{и} + \delta_K)} - \frac{\operatorname{tg} \lambda_{c_K}}{\operatorname{tg}^2(\gamma_{и} + \delta_K)}, \quad (21)$$

где $\operatorname{tg}(\Theta - \varepsilon) = \frac{\operatorname{tg} \Theta - \operatorname{tg} \varepsilon}{1 + \operatorname{tg} \Theta \operatorname{tg} \varepsilon}$.

Таким образом все статические параметры определены относительно технологических размеров и инструментальных параметров отрезной фрезы.

Выводы

В статье определены технологически необходимые для изготовления конструктивные параметры и выведены зависимости от них для инструментальных и статических геометрических параметров режущей части дисковой отрезной фрезы с подрезающими кромками полученными за счет стружечных канавок переменной высоты.

Литература

- 1 ГОСТ 2679-93 Фрезы отрезные и прорезные. Технические условия. – Взамен ГОСТ 2679-73; Введ. 01.07.1997. – М.: Из-во стандартов, 1996. – 29 с.
- 2 Фреза відрізна.: Пат. 55717 А України, В23С5/08 / Н.С. Равська, Р.П. Родін, Б.В. Лупкін, В.Ю. Петренко, (Україна). – №2002054191; Заявлено 22.05.2002; Опубл. 15.04.2003, Бюл. №4. 2 с.
- 3 ГОСТ 25762-83. Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий.

УДК 621.9.23

Гузенко В. С., Миранцов С. Л., Полупан И. И.
ДГМА, Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ РЕЗАНИИ СБОРНЫМ РЕЗЦОМ ДЛЯ КОПИРОВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ

In this work the statistical analysis of refusals of collapsible instrument is conducted at treatment of the wheeled pair of locomotives, reliability of fastening of holding and cutting plate is analyzed from point of dynamics of process. A mathematical model is developed for research of different knots of fastening of constructions of collapsible chisels.

Введение

Производительность и себестоимость восстановления профиля поверхности обода колес колесных пар зависят не только от технического состояния станка, но и в значительной мере от качества применяемого режущего инструмента и режимов резания.

Качество режущего инструмента характеризуется главным образом его стойкостью, которая зависит от конструкции инструмента, в частности от надежности крепления державки и режущей пластины, формы и материала применяемых режущих пластин и качества его изготовления [1].

Основная часть

Анализ стойкости режущего инструмента при обработке локомотивных колесных пар проводился на примере сборных чашечных резцов ($d=28,5$ мм, Т14К8). Сборный чашечный резец с механическим креплением выпускают с пластинами из стандартных (форма 12 по ГОСТ 2209-82) и нормализованных (ТУ 48-19-113-74) заготовок с оправкой. Сборный резец с пластиной из стандартной заготовки, представленный на рисунке 1, содержит оправку 4 к которой прикреплена пластина 3 с помощью стружколома 2 (сплав марки Т14К8 формы 42 по ГОСТ 2209-82) и винта 1 с гайкой 6, опирающейся на пружину 5.

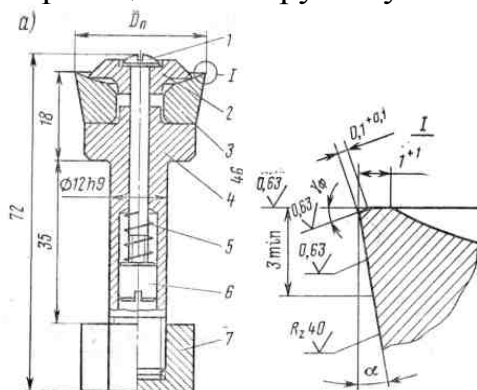


Рисунок 1 – Конструкция сборного чашечного резца со стандартной пластиной (а) и геометрические параметры его режущей части

Основными видами износа режущей части пластин являлись: износ - 12,5%, выкрашивания частиц пластины (0,2-0,5 мм) – 61,5%, сколы (0,5-2 мм) – 19,2 %, и поломки пластины – 6,8%. Как показал статистический анализ, распределение высоты износа подчиняется логнормальному закону распределения, а ширины износа – закону Вейбулла-Гнеденко. Для определения совместного влияния на отказ ширины и высоты износа инструмента была проанализирована двумерная поверхность плотности распределения указанных параметров, представленная на рисунке 2.

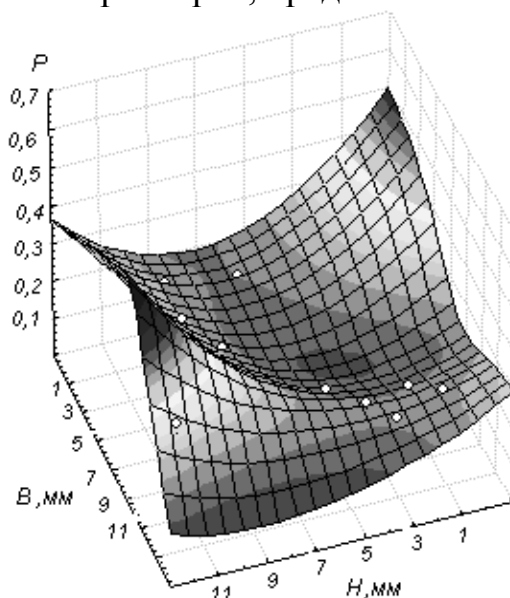


Рисунок 2 – Двумерная поверхность плотности распределения ширины и высоты износа инструмента

Установлено, что ширина среза (особенно в зоне перехода от гребня к поверхности круга катания) имеет большее влияние на отказ инструмента, чем толщина среза. Это указывает, что ширина среза имеет более существенное влияние на динамику процесса резания.

Исследования динамических явлений при резании сборным чашечным резцом проводились с помощью виброизмерительного комплекса [3]. Для фиксации вибраций использовались датчики виброускорения ДН-3, которые закреплялись на пластине, а также на державке по направлениям сил резания P_x , P_y , P_z . Анализ полученных экспериментальных данных выполнялся с использованием дискретного преобразования Фурье при помощи программного комплекса PowerGraph. На рисунке 3 представлены амплитудно-частотные характеристики вибраций державки в направлениях P_x , P_y , P_z (соответственно 3а, 3б и 3в) при обработке внутренней стороны гребня ($v=12$ об/мин, $t=0,3$ мм, $s=3$ мм/об). На рисунке 4 представлены амплитудно-частотные характеристики вибраций державки в направлениях P_x , P_y (соответственно 4а, 4б) при обработки поверхности круга катания ($v=12$ об/мин, $t=3$ мм, $s=3,8$ мм/об)

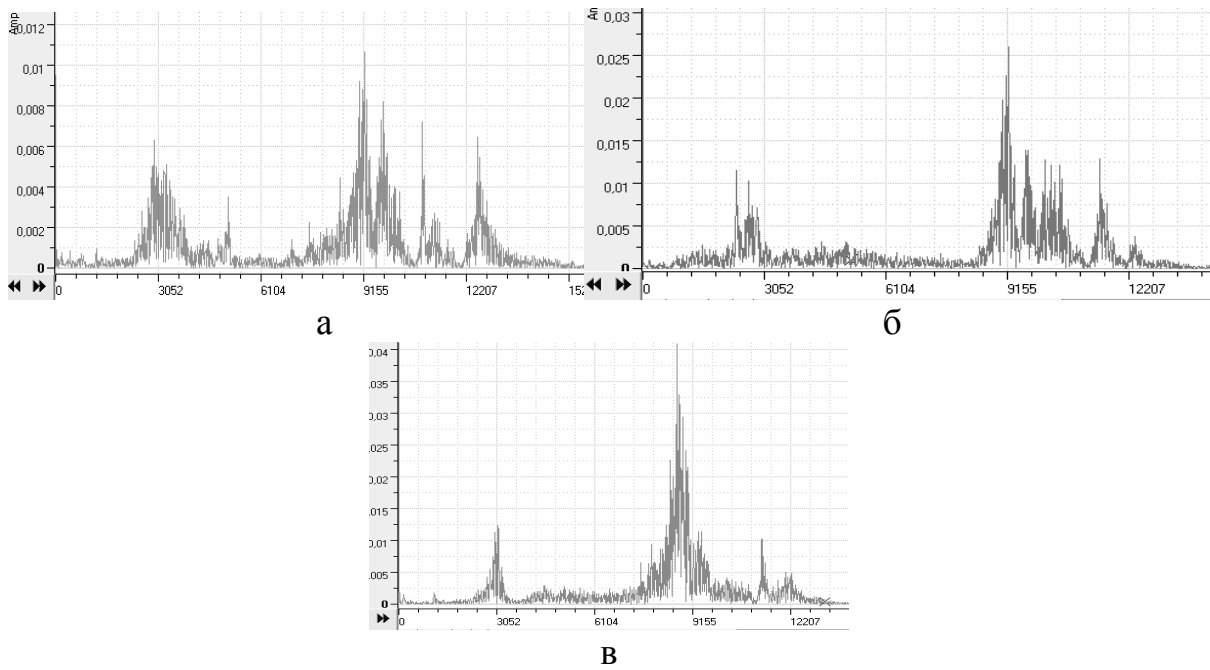


Рисунок 3 – Амплитудно-частотные характеристики вибраций державки в направлениях P_x (а), P_y (б), P_z (в) при обработке внутренней стороны гребня

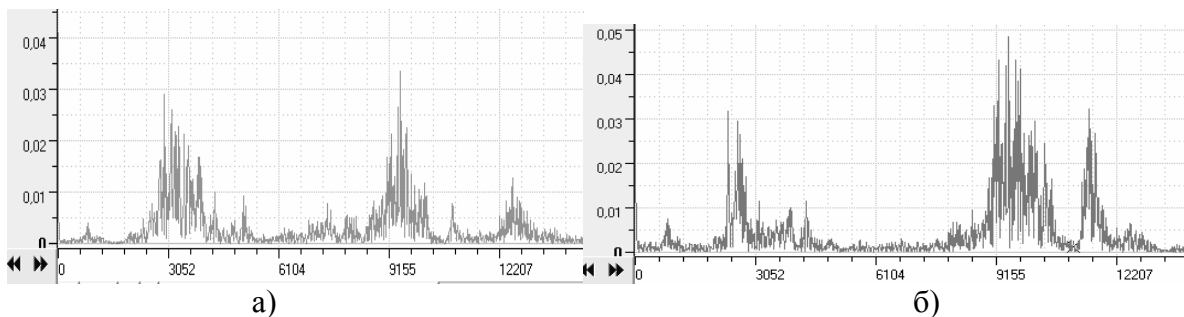


Рисунок 4 - Амплитудно-частотные характеристики вибраций державки в направлениях P_x (а), P_y (б) при обработке поверхности круга катания

Анализ амплитудно-частотных характеристик вибраций инструмента показал, что в независимости от участка обработки поверхности колесной пары, когда изменяется влияние направляющих сил резания, наиболее широкий диапазон частот колебаний пластины (в районе 3000 Гц) наблюдается по направлению силы P_x , что указывает на ненадежное крепление пластины.

Для подтверждения полученных экспериментальных данных была разработана математическая модель для исследования различных узлов крепления конструкций сборных резцов.

Современный сборный инструмент для токарных станков представляет собой многомассовую, с точки зрения динамики систему, в состав которой входят режущая пластина резца, опорная пластина и элементы механического крепления, характеризующихся собственной массой, жесткостью крепления. Поэтому при моделировании динамических явлений при резании в структурных и математических моделях должна учитываться также и динамическая система инструмента.

В данной работе для моделирования, расчета и анализа динамических явлений предлагается структурная модель, включающая в себя сборный инструмент как отдельную эквивалентную упругую систему инструмента, включенную параллельно ЭУС станка. Структурная схема динамической системы со сборным инструментом для тяжелых станков представлена на рисунке 5.

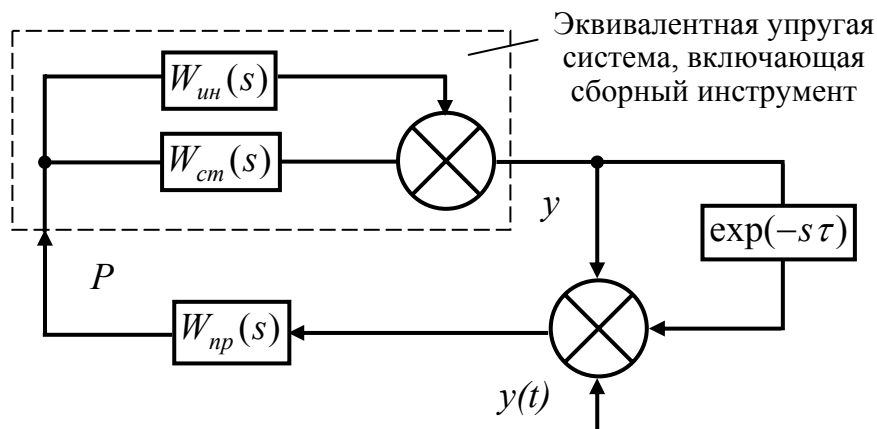


Рисунок 5 – Структурная схема динамической системы со сборным инструментом для тяжелых станков

Особенностью предлагаемой модели по сравнению с ранее разработанными моделями, является наличие наряду с блоками процесса резания $W_{нп}(s)$ и эквивалентной упругой системы станка $W_{см}(s)$, блока сборного инструмента, включающего крепление державки и режущей пластины $W_{ун}(s)$. Такая структура позволяет рассматривать отдельно колебания элементов сборного инструмента и других элементов системы.

Кроме того, определив передаточную функцию системы сборного инструмента $W_{ун}(s)$, можно из условия устойчивости (Найквиста или Гурвица) определить жесткостные параметры узла крепления инструмента и, соответственно, его рациональные конструктивные параметры.

Для построения расчетной схемы сборного резца и выборе системы координат, в которой будут рассматриваться элементы инструмента, использовались подходы и методики, предложенные в работах [2,4]. Для получения уравнений, описывающих движение элементов сборного резца, принимается, что составляющие силы резания приложены к центру масс пластины, а крутящие моменты, возникающими в результате перенесения точки действия сил, не учитываются. Силы трения между элементами механического крепления, действующие на режущую пластину, пропорциональны скорости перемещения и величине тангенциальной составляющей P_z , силы упругости пропорциональны самим перемещениям. С учетом принятых допущений расчетная схема сборного инструмента представлена на рисунке 6.

Перемещение центра масс пластины складывается из двух перемещений ξ и ψ , векторы которых не совпадают с направлениями осей X и Y глобальной системы координат. Для определения перемещений

вводится дополнительно локальная система координат $\Xi - \Psi$, которая повернута относительно глобальной системы координат на угол φ .

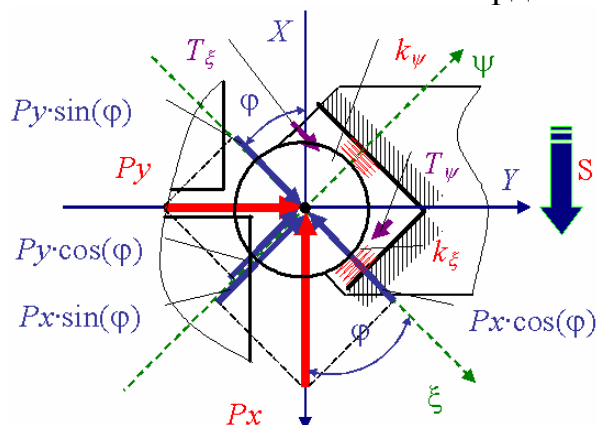


Рисунок 6 – Расчетная схема сборного реза

Применительно к расчетной схеме сборного реза, изображенной на рисунке 6, принимаются следующие обозначения: k_{ξ} , k_{ψ} – коэффициенты жесткости крепления режущей пластины в направлении локальных осей координат Ξ и Ψ ; T_{ξ} , T_{ψ} – силы трения, действующие на режущую пластину и рассматриваемые в локальной системе координат.

Математической моделью рассматриваемой механической системы будет система дифференциальных уравнений второго порядка вида

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} + c_{\xi}\dot{\xi} + k_{\xi}\xi = -P_x \cos(\varphi) + P_y \sin(\varphi) \\ m\ddot{\psi} + c_{\psi}\dot{\psi} + k_{\psi}\psi = P_x \sin(\varphi) + P_y \cos(\varphi) \end{cases} \quad (1)$$

Зависимость между перемещениями в системах координат $X - Y$ и $\Xi - \Psi$ запишется в виде двух параметрических уравнений.

$$\begin{aligned} y &= \psi \cos(\varphi) - \xi \sin(\varphi) = -\xi \sin(\varphi) + \psi \cos(\varphi), \\ x &= -\psi \sin(\varphi) - \xi \cos(\varphi) = -\xi \cos(\varphi) - \psi \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (2)$$

Применив преобразование Лапласа к системе (1) с учетом уравнений (2) получим передаточную искомую передаточную функцию упругой системы сборного инструмента.

$$W_u^y(s) = \frac{y(s)}{P_y(s)} = \frac{\varepsilon_2}{k_{\psi}(T_{21}^2 s^2 + T_{22}s + 1)} - \frac{\varepsilon_1}{k_{\xi}(T_{11}^2 s^2 + T_{12}s + 1)}. \quad (3)$$

где $\varepsilon_1 = \sin^2(\varphi) + K_{xp} \cos(\varphi)\sin(\varphi)$, $\varepsilon_2 = \cos^2(\varphi) - K_{xp} \sin(\varphi)\cos(\varphi)$;

$$T_{11}^2 = m/k_{\xi}, T_{12} = c_{\xi}/k_{\xi}, T_{21}^2 = m/k_{\psi}, T_{22} = c_{\psi}/k_{\psi}.$$

В качестве примера на рисунке 7 представлена амплитудно-частотная фазовая характеристика (АФЧХ) $W_u^y(i\omega)$ упругой системы сборного проходного реза. Из рисунка видно, что АФЧХ пересекает действительную ось в области отрицательных значений, что согласно критерию Найквиста также свидетельствует о потенциальной

неустойчивости системы. Значение $\text{Re}^0(W_u^Y(i\omega))$ – длина отсеченного отрезка действительной оси в области отрицательных значений определяет запас устойчивости.

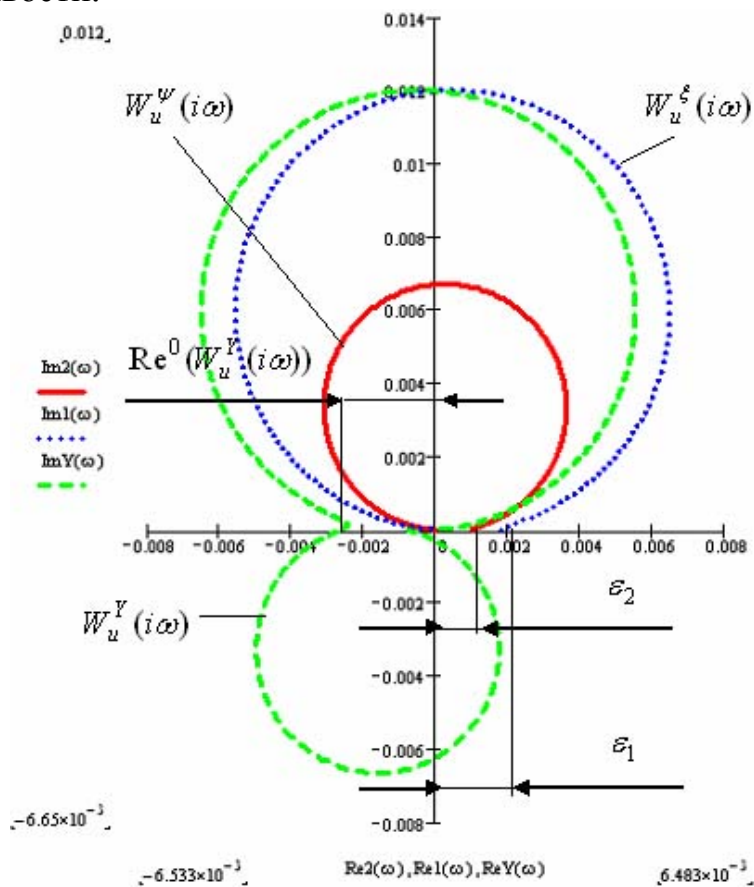


Рисунок 7 – АФЧХ упругой системы сборного инструмента

Выводы

Закрепление режущей пластины сборного чашечного резца недостаточно надежно. Для повышения надежности инструмента необходимо увеличивать жесткость крепления пластин сборных чашечных резцов в направлении плоскости ХУ.

Создана математическая модель для исследования различных узлов крепления конструкций сборных резцов.

Литература

- 1 Остафьев В.А. Расчет динамической прочности режущего инструмента. - М.: Машиностроение, 1979. - 168с.
- 2 Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. – 199с.
- 3 Мироненко Е.В., Донченко Е. И., Марчук Е. В. Виброизмерительный комплекс для исследования динамических характеристик// Надежность режущего инструмента. Сб. статей. Вып. 20/ Под общ. редакцией В.С. Гузенко / Краматорск: ДГМА, 2007.
- 4 Левин А.И. Математическое моделирование в исследовании и проектировании станков. М.: машиностроение, 1978. – 184с.

УДК 621.9: 658.5

Ивченко Т.Г., Пустовой А.А.

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ РАССЕЙВАНИЯ СИЛ НА ПЕРЕДНЕЙ И ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТЯХ ЛЕЗВИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

With the use of statistical design methods stochastic conformities to the law of forming of forces on the front and back surfaces of instrument blade are investigated. As a result of researches the ways of increase of stability of tool functioning in number are grounded.

Эффективность процесса резания в значительной мере определяется нагрузками, действующими на режущий инструмент. Современные тенденции роста производительности за счет повышения режимов механической обработки приводят к существенному увеличению нагрузок на режущий инструмент, вследствие чего растет и актуальность задач по исследованию закономерностей их формирования в процессе резания.

Согласно современным представлениям [1] процесс резания рассматривается как сложный физико-химический механизм взаимодействия инструмента с обрабатываемым материалом в условиях рассеяния свойств составляющих элементов технологической системы. Система резания, в которой внешнее воздействие и взаимодействие элементов характеризуются случайными величинами или случайными функциями является стохастической.

В настоящее время в исследованиях процесса резания все большее распространение получает математическое моделирование, и в первую очередь - моделирование нагрузок, действующих на лезвие инструмента [2, 3]. Однако в них недостаточно освещена случайная природа явлений в системе резания.

Одним из наиболее перспективных направлений моделирования стохастических систем со случайными параметрами является статистическое моделирование [4], позволяющее без проведения реальных экспериментов получать соответствующую числовую информацию о выборочных значениях случайных величин и реализациях случайных функций на основе вероятностных характеристик моделируемых событий. В теории резания статистическое моделирование еще не получило достаточного распространения, в связи с чем представляет значительный интерес анализ возможностей его применения для изучения случайных параметров процесса резания и установления стохастических закономерностей функционирования режущего инструмента.

Целью настоящей работы является разработка методики определения параметров рассеивания и исследование закономерностей рассеивания сил

на передней и задней поверхностях лезвия режущего инструмента с использованием методов статистического моделирования.

Для учета стохастических закономерностей функционирования системы резания необходимо выделить те случайные факторы, которые оказывают наиболее существенное влияние на силы резания. К числу систематических возмущающих параметров можно отнести закономерное изменение скорости, глубины резания, геометрии инструмента, которые вызваны конструктивными особенностями обрабатываемых деталей и кинематикой резания. К возмущающим параметрам резания, имеющим случайную природу, относят неконтролируемые изменения физико-механических свойств заготовки и инструмента, припуска, статические и динамические характеристики оборудования и технологической системы и др.

Особенностью выполняемых исследований является то, что моделируемая ситуация изучена достаточно подробно в детерминированном виде. В результате теоретических исследований, основанных, прежде всего, на работах Зорева Н.Н. [5], созданы аналитические модели определения сил в зоне стружкообразования, на передней и задней поверхностях лезвия инструмента.

Силы, действующие на передней и задней поверхностях лезвия режущего элемента, отличаются друг от друга по величине и направлению. Как правило, силы на задней поверхности малы по сравнению с силами на передней поверхности. Поэтому при рассмотрении баланса сил, действующих в процессе резания, силами на задней поверхности, часто пренебрегают. Однако при значительном износе силы на задних поверхностях могут быть велики, и даже превышать силы на передней поверхности. В таких случаях даже приближенный анализ баланса сил, действующих в процессе резания, становится невозможным без учета сил на задней поверхности.

Нормальная сила N и сила трения F на передней поверхности:

$$N = \frac{\tau_s ab \cos \eta_T}{\cos(\Phi + \omega) \sin \Phi}, \quad F = \frac{\tau_s ab \sin \eta_T}{\cos(\Phi + \omega) \sin \Phi}, \quad (1)$$

где τ_s - предел текучести на сдвиг обрабатываемого материала; a - толщина среза; b - ширина среза; η_T - угол трения; $\Phi = \arctg(\cos \gamma / \xi - \sin \gamma)$ - угол сдвига; ξ - коэффициент усадки стружки; γ - передний угол; $\omega = \eta_T - \gamma$ - угол действия силы стружкообразования относительно плоскости резания.

Нормальная сила N_1 и сила трения F_1 на задней поверхности:

$$N_1 = 0,55 \tau_s b h^{0,67} (0,25 + \mu^2)^{-1}; \quad F_1 = 0,55 \mu \tau_s b h^{0,67} (0,25 + \mu^2)^{-1}, \quad (2)$$

где h - износ по задней поверхности лезвия инструмента; μ - коэффициент трения задней поверхности лезвия инструмента с материалом обрабатываемой детали.

С учетом установленных закономерностей формирования сил на передней и задней поверхностях лезвия инструмента сила резания равна:

$$P_z = F \sin \gamma + N \cos \gamma + F_f. \quad (3)$$

Случайное рассеивание при функционировании режущего инструмента имеют, прежде всего, свойства обрабатываемого материала, характеризуемого пределом текучести на сдвиг τ_s , а также толщина a и ширина b срезаемого слоя и износ по задней поверхности h . Кроме того, случайным рассеиванием будут характеризоваться и характеристики пластического деформирования - коэффициент усадки стружки ξ и угол сдвига Φ , параметры трения - коэффициент трения μ и угол трения η_T , а также геометрические параметры. Силы на передней и задней поверхностях, являясь функциями случайных аргументов $\tau_s, a, b, h, \xi, \Phi, \gamma, \mu, \eta_T$, также будут случайными, характеризуемыми определенным рассеиванием.

В качестве основного параметра рассеивания в настоящей работе принимается коэффициент вариации $V = \sigma/m$ - отношение среднеквадратического отклонения σ случайной величины к ее математическому ожиданию m . Для определения числовых характеристик случайных величин воспользуемся известными положениями теории вероятностей [6].

Математическое ожидание и дисперсия произведения двух независимых случайных величин X_1 и X_2 с математическими ожиданиями m_{x1} и m_{x2} и дисперсиями D_{x1}, D_{x2} определяются следующим образом:

$$M[X_1 X_2] = m_{x1} m_{x2}; \quad D[X_1 X_2] = D_{x1} D_{x2} + m_{x2}^2 D_{x1} + m_{x1}^2 D_{x2}. \quad (4)$$

Коэффициент вариации произведения двух случайных величин X_1 и X_2 с коэффициентами вариации V_{x1}, V_{x2} определяется на основании (3) и (4):

$$V[X_1 X_2] = \sqrt{(V_{x1} V_{x2})^2 + V_{x1}^2 + V_{x2}^2}. \quad (5)$$

Если считать, что рассеивания отдельных величин незначительно отличаются друг от друга и равны V_x , то коэффициент вариации произведения двух V_2 , а также трех V_3 случайных величин определяется следующим образом:

$$V_2 = V[X_1 X_2] = V_x \sqrt{V_x^2 + 2}; \quad V_3 = V[X_1 X_2 X_3] = V_x \sqrt{V_x^4 + 3V_x^2 + 3} \quad (6)$$

Влияние рассеивания отдельных случайных величин на рассеивание их произведения представлено на рис.1. Указанные зависимости могут быть использованы для определения рассеивания сил в случае, когда в качестве случайных параметров рассматриваются только свойства обрабатываемого материала, характеризуемого пределом текучести на сдвиг τ_s , толщина a и ширина b срезаемого слоя, а рассеиванием остальных параметров процесса резания можно пренебречь.

На основании выполненных расчетов установлено, что даже при незначительном рассеивании отдельных параметров силы на передней и задней поверхностях лезвия инструмента имеют значительное рассеивание, что должно учитываться при анализе процесса резания.

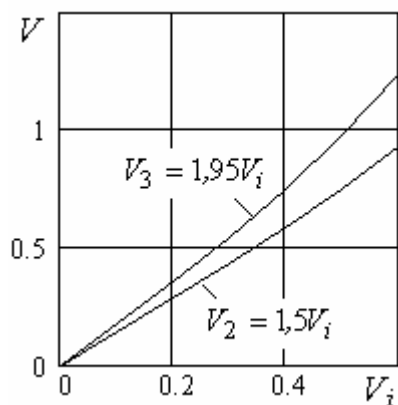


Рисунок 1 – Влияние рассеивания случайных величин V_x на рассеивание их произведения V_2 и V_3

В случае, когда количество случайных параметров велико, целесообразно пользоваться следующей методикой. Пусть имеется система случайных аргументов X_i с заданными числовыми характеристиками – математическими ожиданиями m_{xi} и дисперсиями D_{xi} . Случайная величина Y есть нелинейная функция независимых случайных аргументов $Y = \varphi(X_1, X_2, \dots, X_N)$.

Математическое ожидание m_y , дисперсия D_y и коэффициент вариации V_y величины Y определяются на основании линеаризации функции $Y = \varphi(X_1, X_2, \dots, X_N)$ путем ее разложения ряд Тейлора в

окрестности точки $(m_{x1}, m_{x2}, \dots, m_{xn})$ следующим образом

$$m_y = \varphi(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}); \quad D_y = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)_m^2 D_{x_i}; \quad V_y = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\partial \varphi / \partial x_i)_m^2 D_{x_i}}}{\varphi(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n})}. \quad (7)$$

Применительно к силам, действующим на передней и задней поверхностях, на основании (7) установлено влияние рассеивания V_i случайных аргументов $\tau_s, a, b, h, \xi, \Phi, \gamma, \mu, \eta_T$ на рассеивание сил V , представленное на рис. 2.

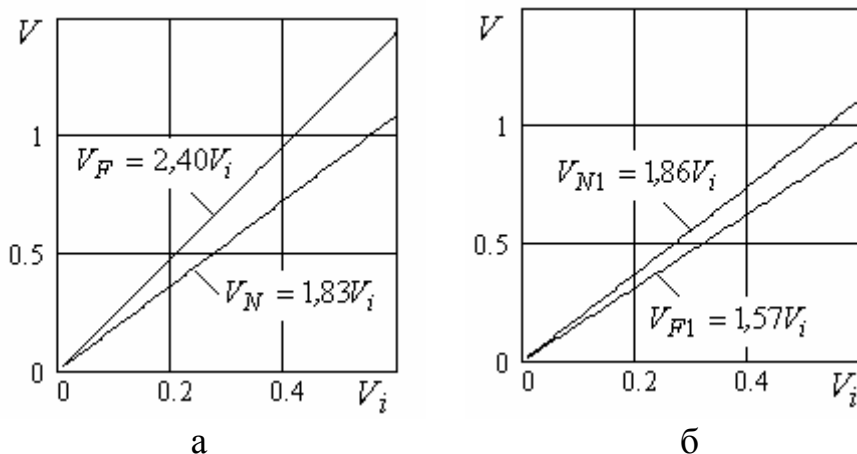


Рисунок 2 – Графики зависимости рассеивания V нормальных сил и сил трения сил на передней - а) и задней - б) поверхностях лезвия от рассеивания V_i случайных параметров процесса резания

С увеличением рассеивания случайных аргументов V_i рассеивание сил V существенно увеличивается, достигая и превышая значения $V = 1$ при $V_i = 0,6$. Расчеты выполнены для следующих значений параметров:

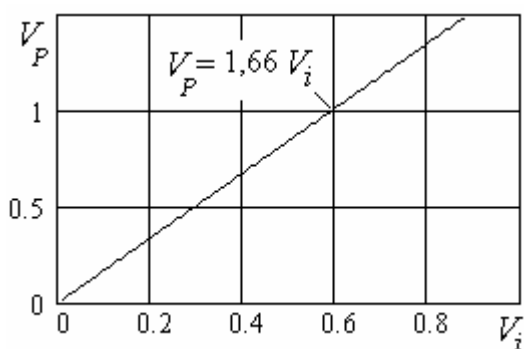


Рисунок 3 – Графики зависимости рассеивания силы резания V_P от рассеивания V_i случайных параметров процесса резания

математическое ожидание предела текучести на сдвиг $\tau_s = 450$ МПа; толщина среза $a = 0,5$ мм; ширина среза $b = 2$ мм; коэффициент усадки стружки $\xi = 2$; передний угол $\gamma = -5^\circ$; угол сдвига $\Phi = 25,5^\circ$; коэффициент трения $\mu = 0,5$; угол трения $\eta_T = 26,5^\circ$; коэффициенты вариации $V_i = 0,3$.

График зависимости рассеивания V_P силы резания, определяемой по формуле (3), от рассеивания V_i случайных параметров процесса резания представлен на рис.3.

Разработанное программное обеспечение позволяет выполнять расчеты рассеивания сил V в зависимости от рассеивания V_i случайных параметров процесса резания для любых условий эксплуатации инструмента.

Для определения законов распределения сил на передней и задней поверхностях используется метод статистического моделирования.

Предварительный анализ статистической информации о моделируемых случайных аргументах аргументов $\tau_s, a, b, h, \xi, \Phi, \gamma, \mu, \eta_T$ позволяет принять нормальный закон их распределения. Случайные параметры $\tau_s, a, b, h, \xi, \Phi, \mu, \eta_T, \gamma$ задаются с использованием генератора нормально распределенных случайных чисел с параметрами -

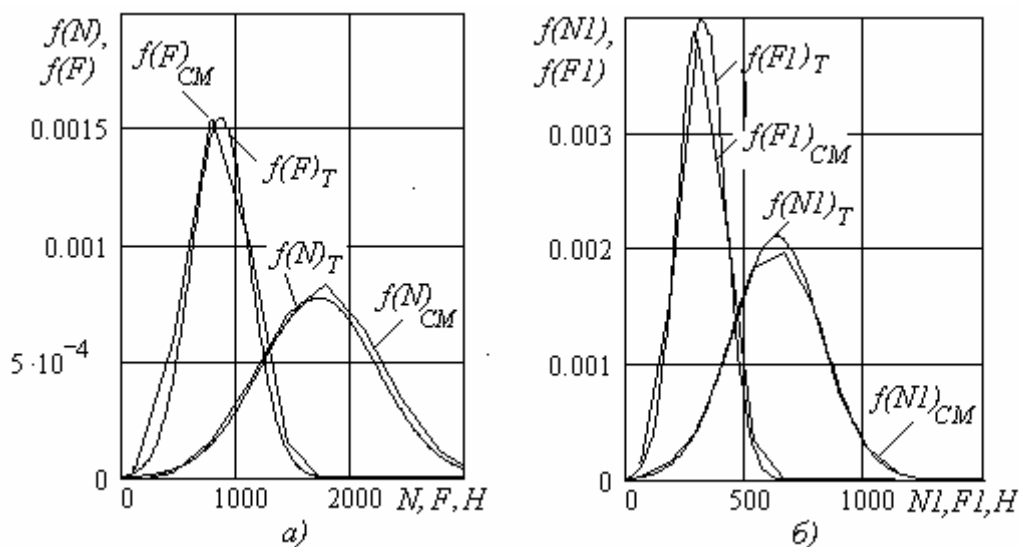


Рисунок 4 – Графики функций плотности распределения сил на передней –а) и задней - б) поверхностях лезвия инструмента как функций случайного параметра - предела текучести на сдвиг обрабатываемого материала τ_s

математическими ожиданиями m_{xi} и дисперсиями D_{xi} (коэффициенты вариации $V_i= 0,3$).

Результаты статистического моделирования сил на передней и задней поверхностях лезвия как функций случайного аргумента τ_s , представленные на рис. 4 в виде графиков функций плотности распределения $f(N)_{CM}, f(F)_{CM}, f(N_l)_{CM}, f(F_l)_{CM}$, достаточно хорошо совпадают с кривыми функций плотности нормального распределения $f(N)_T, f(F)_T, f(N_l)_T, f(F_l)_T$ (погрешность не более 5%).

Графики функций плотности распределения сил как функций случайных параметров процесса резания $\tau_s, a, b, h, \zeta, \Phi, \gamma, \mu, \eta_T$ представлены на рис.5 и на рис.6.

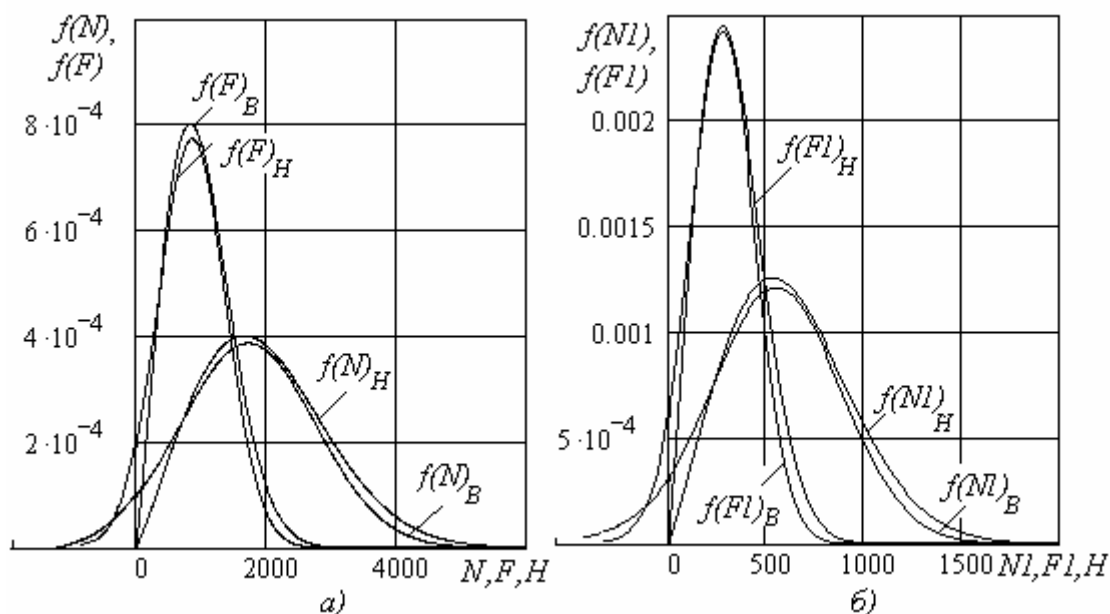


Рисунок 5 – Графики функций плотности распределения сил на передней –а) и задней - б) поверхностях лезвия инструмента как функций случайных параметров процесса резания

Графики функций плотности распределения сил на передней и задней поверхностях $f(N)_H, f(F)_H, f(N_l)_H, f(F_l)_H$ (рис.5), а также силы резания $f(P)_H$ (рис.6), определенные по результатам статистического моделирования, имеют нормальный закон распределения. Однако, учитывая отсутствие отрицательных значений параметров процесса резания, целесообразно использовать закон Вейбулла распределения сил $f(N)_B, f(F)_B, f(N_l)_B, f(F_l)_B, f(P)_B$, параметры которого определяются их средними значениями и коэффициентами вариации V .

Для закона Вейбулла плотность распределения $f_B(P)$ равна:

$$f_B(P) = b/a(P/a)^{(b-1)} e^{-(P/a)^b}, \quad (8)$$

где a, b - параметры закона распределения: $b = \exp(-1,1 \ln V)$; $a = P/\Gamma(1+1/b)$.

Представленные на рис.5 и рис.6 графики плотности распределения закона Вейбулла достаточно близки к нормальному в области положительных значений сил (погрешность не более 5%).

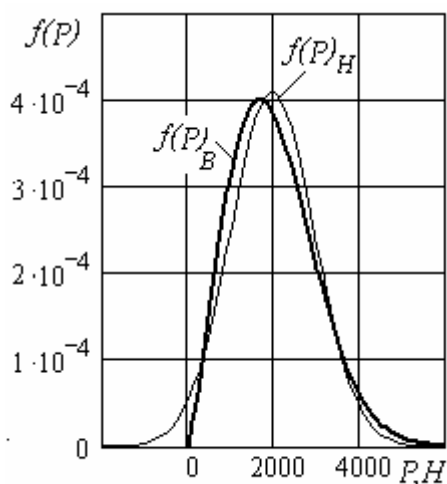


Рисунок 6 – Графики функций плотности распределения силы резания как функции случайных параметров процесса резания

Разработанная методика позволяет устанавливать характер законов распределения сил на передней и задней поверхностях лезвия, а также силы резания. С использованием указанной методики могут быть определены параметры этих законов на основании статистического моделирования при любых характеристиках рассеивания случайных аргументов.

Разработанное программное обеспечение позволяет выполнять статистическое моделирование для любых условий эксплуатации инструмента.

Таким образом, с использованием методов статистического моделирования исследованы стохастические закономерности формирования сил на передней и задней поверхностях лезвия инструмента. Установлены законы распределения сил, а также зависимости рассеивания сил от рассеивания случайных параметров процесса резания.

Методика может найти применение для статистического анализа не только силовых, но и тепловых параметров процесса резания. В результате исследований могут быть количественно обоснованы пути повышения стабильности функционирования режущего инструмента на основе регламентации допустимого уровня рассеивания его параметров.

Литература

- 1 Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. - М.: Машиностроение, 1989.- 296с.
- 2 Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612с.
- 3 Ю.В. Петраков. Моделирование процессов обработки резанием // Сучасні технології машинобудування: Збірник наукових статей / За заг. ред. А.І. Грабченка. В 2-х т. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. Т. 2. – С.221 - 232.
- 4 Соболев И.М. Численные методы Монте - Карло. М.: Наука, 1978. – 230с.
- 5 Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов. - М.: Машгиз, 1956.- 366с.
- 6 Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969. - 576с.

УДК 621.9.025.7

Мигранов М.Ш., Гузенко В.С.

УГАТУ, г. Уфа, Россия, ДГМА, г. Краматорск, Украина

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ С ПОКРЫТИЯМИ

Connection between the measured descriptions of dissipation and accumulation of energy during nonidentity and parameters of friction and stability of hard coverage's at the different terms of wear of instruments is considered.

Введение

В последнее время широко применяется нанотехнологии для улучшения эксплуатационных характеристик износостойких покрытий. Режущие и штамповые инструменты являются примерами трибосистем, работающих в условиях интенсивной пластической деформации на поверхности. Для эффективного использования инструментов, необходимо сочетание высокой твердости и вязкости покрытий. В связи с этим представляется важным разработать один или несколько параметров, которые позволили бы оценить комбинацию этих свойств. В качестве одного из таких параметров можно принять отношение твердости H к модулю упругости E (в виде коэффициента). Известно, что классификация материалов по величине отношения твердости к модулю упругости (H/E) дает очень близкое соответствие их классификации по износостойкости. Поэтому коэффициент H/E можно использовать в качестве характеристики, отражающей способность различных режущих инструментов сопротивляться износу.

В данной работе предпринята попытка разработки параметра, основывающегося на энергетическом подходе, связанного с износостойкостью покрытий и подобного по своему физическому смыслу коэффициенту H/E .

Основная часть

Трение сопровождается процессами пластической деформации, повреждением поверхности и износом. Все эти процессы – диссипативные (рассеивающиеся) по своей природе. Все разнообразные процессы, которые происходят при трении, можно разделить на две основные группы: квазиравновесные и устойчивые, которые происходят во время стабильного трения и износа [1,2]. Неустойчивые процессы соответствуют состоянию, связанному с повреждением поверхности. Износостойкость любого материала, в том числе и покрытий, зависит в значительной степени от: способности поверхности накапливать и рассеивать энергию

деформации во время трения. Определить способность поверхности накапливать энергию во время упругой деформации, а также рассеивать энергию во время необратимой деформации можно относительно легко с помощью метода наноидентации (нановдавливания). Всю энергию упругой и пластической деформации можно определить с помощью соответствующих областей, связанных с кривой нагрузки. Энергию упругой деформации можно определить с помощью области между кривой разгрузки и осью координат. Энергии пластической деформации соответствует область между кривыми нагрузки и разгрузки [3].

Были исследованы покрытия TiN и TiAlN (фильтрованные с помощью модуля магнитной фильтрации). Использовались два типа инструментальных материалов подложки (нижних слоев): первый тип - быстрорежущая сталь P6M5 (твердость HRC 64-66) и второй тип - твердосплавные пластины (ТТ8К6).

Химический состав покрытий исследовался с помощью Ожэ - электронной спектроскопии (ОЭС) на спектрометре ESCALAB MK2 (VG). Фазовый состав и текстура определялись с помощью метода PCA на диффрактометре DRON 3.0. Осевая текстура покрытий определялась с помощью метода Харриса и метода полюсных показателей.

Толщина покрытий, измеренная с помощью аппарата для сферического кратера, составила: для покрытия TiN около 10 мкм, а покрытия TiAlN – около 2,5 мкм.

Микротвердость и работа упругопластической деформации определялись на основе данных нагрузка - перемещение, измеренных с помощью компьютерно - управляемого прибора наноиндентации МПІ-3М с алмазным индентором Берковича. Перемещения вдавливания измерялись электронным датчиком, а затем строились кривые идентации. Для каждого образца были проведены 30 измерений, которые затем были усреднены обычными статистическими методами. При этом разброс измерений микротвердости составлял около $\pm 2\%$. Для анализа использовалась экспериментальная кривая деформации, максимально приближенная к вычисленной средней. Типичная кривая загрузки и разгрузки показана на рис.1.

Микротвердость вычислялась по следующей формуле:

$$HV = F/26,43 (h^2), \text{ ГПа}$$

где F (Н) – последовательно увеличивающаяся сила вдавливания; h (мкм) – текущая глубина вдавливания на кривой нагружения (глубина упругой и пластической деформаций).

Работа упругой и пластической деформации вычислялась с помощью кривых нагружения (при вдавливании) (рис.1), причем для каждого образца кривые были аппроксимированы с помощью полинома в третьей степени в Excel (Windows 98) с параметром определения $R^2 = 1$.

Работа упругой и пластической деформации вычислялась по следующей формуле:

$$A = \int F(h) dh.$$

Суммарная работа A упругой и пластической деформации вычислялась интегрированием кривой нагружения в диапазоне глубин перемещения от 0 до h . При этом шаг интегрирования был равен шагу нагружения (в нашем случае 200 мН). Диапазон нагрузок составлял от 0 до 5000 мН (рис.1).

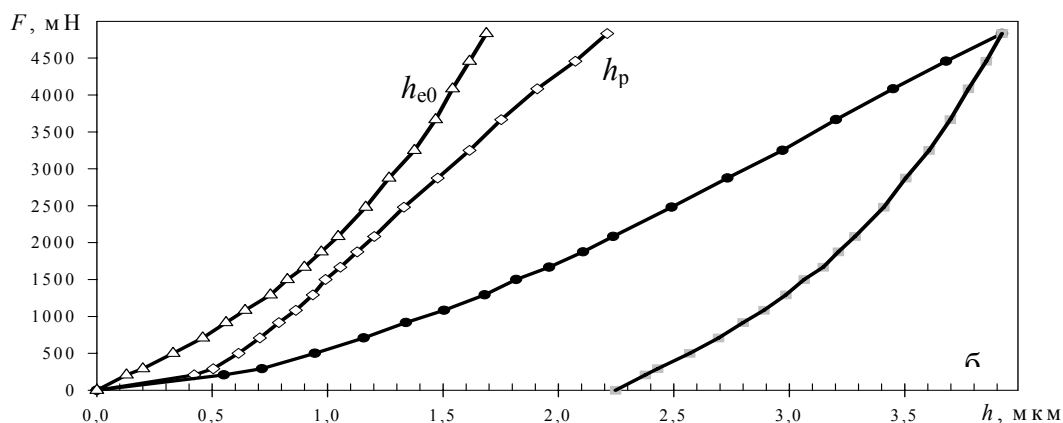
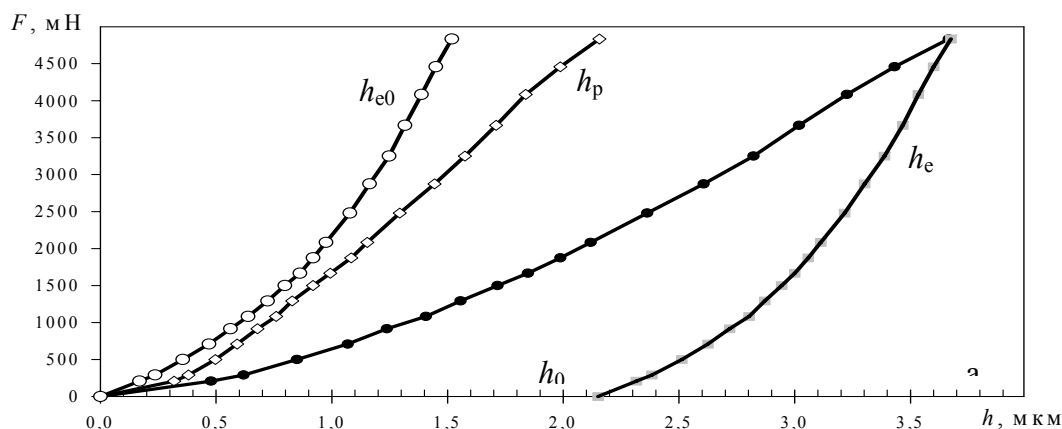


Рисунок 1 – Кривые деформирования при нагружении и разгрузке для покрытий TiN:
 а – обычное покрытие; б – фильтрованное покрытие (F – последовательно увеличивающаяся нагрузка вдавливания, мН; h – текущая глубина вдавливания на кривой деформирования, мкм; h_e – глубина тока вдавливания на кривой разгрузки, мкм; h_{e0} – глубина упругого вдавливания, перемещенная к началу координат, мкм; h_p – глубина пластической деформации после завершения разгрузки, вычисленная как $h_p = h - h_{e0}$, мкм).

Работа упругой деформации A_{e0} определялась интегрированием участка, ограниченного кривой разгрузки (после перемещения ее к началу координат (рис.1)).

Работа пластической деформации A_p была определялась как:

$$A_p = A - A_{e0}$$

С помощью полученных данных был подсчитан коэффициент K_e как отношение работы упругой деформации к общей работе деформации во время вдавливания:

$$K_e = A_{eo} / A$$

Этот параметр затем был принят как коэффициент упругой деформации (аккумуляции энергии).

Параметр рассеивания (энергетических потерь во время пластической деформации) можно назвать параметром диссипации микротвердости (ПДМ) и вычислить по формуле:

$$K_d = 1 - K_e$$

Натурные испытания инструментов с покрытиями проводились как при точении, так и при фрезеровании. Были выбраны соответствующие скорости резания, чтобы смоделировать адгезионный механизм износа.

Наблюдалась корреляция между параметром диссипации микротвердости (ПДМ) и износостойкостью покрытий TiN и TiAlN (рис. 2). Аналогичные результаты получены при торцевом фрезеровании.

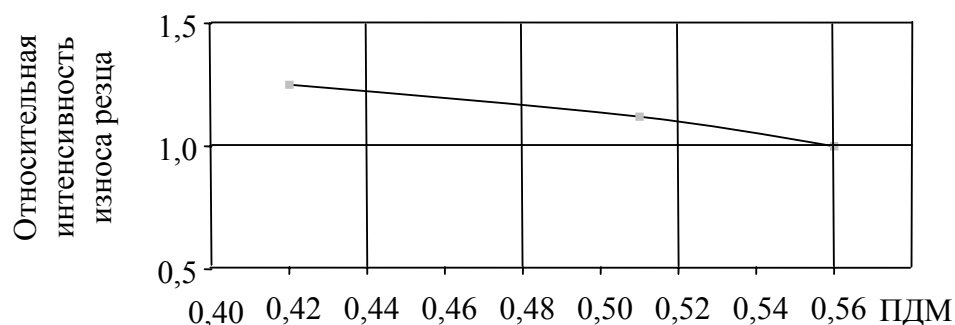


Рисунок 2 – Зависимость интенсивности износа резца от ПДМ при различных условиях резания

Выводы

Таким образом, с помощью метода нановдавливания была установлена связь между способностью нитридного покрытия рассеивать энергию пластической деформации (во время накопления энергии упругой деформации) и износостойкостью покрытия.

Литература

- 1 Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И. Костецкий, М.Г. Носовский, Л.И. Бершадский. – Киев: Техника, 1976. – 26 с.
- 2 Гершман И.С. Разработка износостойких материалов с помощью методов неравновесной термодинамики на примере скользящих контактов / Докт. дисс. – М: ВНИИЖТ, 2006.
- 3 С.Г.Фукс – Рабинович, Л.Ш. Шустер, М.Ш. Мигранов и другие. Упругая и пластическая энергия вдавливания как характеристика износостойкости режущего инструмента с нитридными ФОП-покрытиями при резании // Тонкие пленки и покрытия. США. № 469 – 470. 2004. – С. 505 – 512 (опубликовано на английском языке).

УДК 621.9

Мамлюк О.В., Родин Р.П.

Киевский авиационный техникум, НТУУ «КПИ», г. Киев, Украина

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЗУБОРЕЗНЫХ ДОЛБЯКОВ С НАКЛОННОЙ ОСЬЮ

The task of determination of ram structural parameters with the independent sizes of back corners on vertex and lateral cutting edges, indicated recommendation on the improvement of chart of stock cutting away is decided.

Вступление

Зуборезный долбяк с наклонной осью является новым инструментом. Проведенные исследования [1, 2, 3] показали их высокую работоспособность. По сравнению со стандартными, долбяки с наклонной осью обладают рядом преимуществ.

У такого долбяка создаются более целесообразные величины передних и задних углов; переточка долбяка не вносит никаких изменений в условия зацепления инструмента и обрабатываемого колеса, длина

зубьев долбяка может быть произвольной, что приводит к возрастанию числа возможных переточек.

Вопросы определения конструктивных элементов долбяков с наклонной осью практически не разработаны. Поэтому, задачей данной статьи является определение основных конструктивных элементов различных конструкций зуборезных долбяков с наклонной осью.

Для внешнего зацепления схема обработки долбяком с наклонной осью прямозубых деталей изображена на рис. 1. В процессе обработки заготовка и инструмент совершают взаимосвязанные вращения вокруг своих осей с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 .

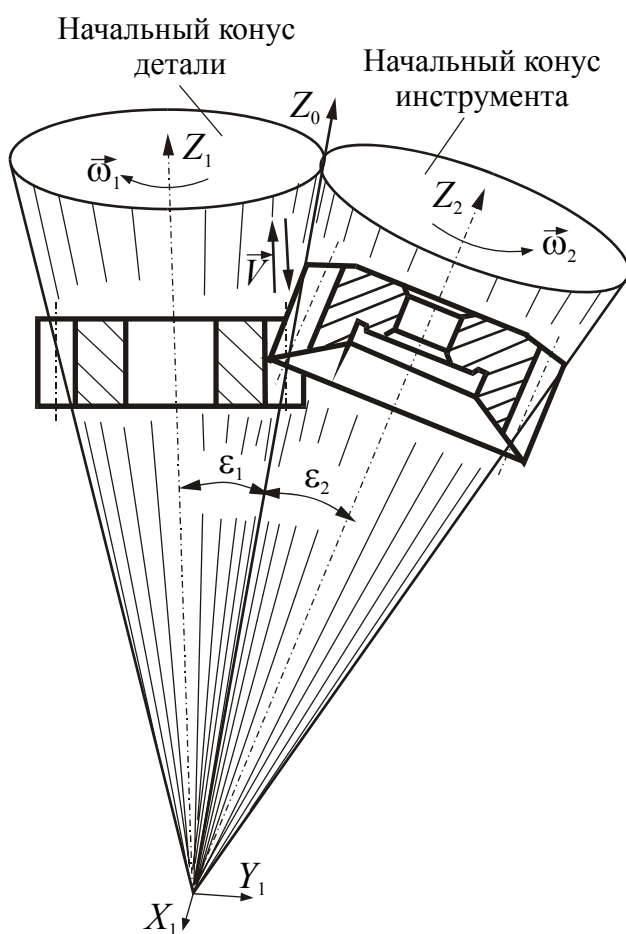


Рисунок 1 – Схема обработки шлицевого вала

Оси обрабатываемой детали и инструмента пересекаются. Угол между ними равен: $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$.

Относительное движение детали и инструмента в процессе обработки будет качением без скольжения начального конуса детали с углом при вершине $2\varepsilon_1$ по начальному конусу инструмента с углом при вершине $2\varepsilon_2$. Углы ε_1 и ε_2 связаны зависимостью:

$$\frac{\sin \varepsilon_2}{\sin \varepsilon_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_0}{Z},$$

где Z – число зубьев детали; Z_0 – число зубьев инструмента.

Наряду с вращательными движениями инструмент или заготовка совершают возвратно-поступательные движения со скоростью \vec{V} .

Аналогичным образом ведется обработка долбяком с наклонной осью деталей внутреннего зацепления (рис. 2) но в этом случае начальной конус, связанный с инструментом, располагается внутри начального конуса, связанного с обрабатываемой деталью.

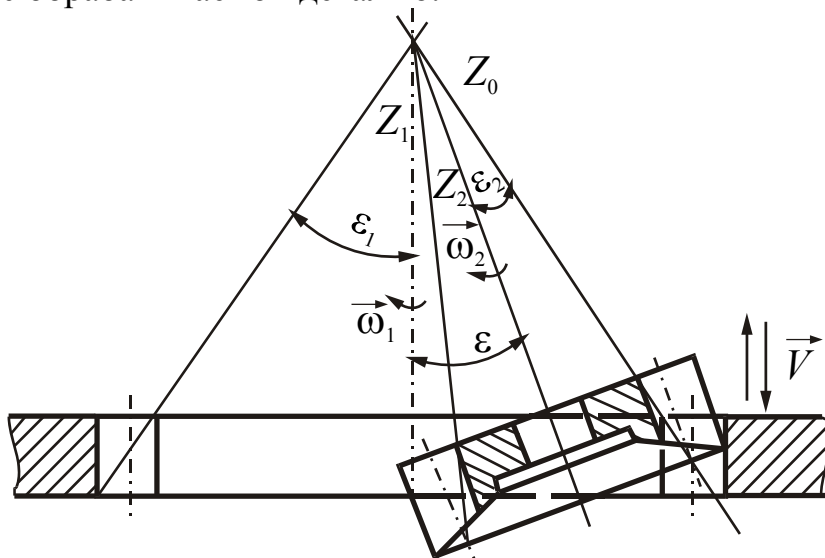


Рисунок 2 – Схема обработки колеса с внутренним зацеплением долбяком с наклонной осью

Угол ε между осями детали и инструмента будет равен: $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$.

Конструктивные элементы долбяков

Основными определяющими размерами долбяка являются модуль – m , диаметр делительной окружности d_0 , число зубьев Z_0 , геометрические параметры режущей части, угол давления α_n на делительной окружности, толщина зуба по дуге делительной окружности S_0 .

Модуль долбяка m равен модулю обрабатываемого зубчатого колеса. Модуль m с делительной окружностью долбяка связан зависимостью:

$$d_0 = m Z_0.$$

Число зубьев долбяка с наклонной осью выбирается в пределах $Z_0 = 20 \dots 40$. С целью упрощения технологии изготовления долбяка рекомендуется число зубьев Z_0 выбирать четным. Номинальный размер диаметра делительной окружности долбяка выбирается в соответствии с ГОСТом. Наиболее широкое распространение получили номинальные диаметры делительных окружностей, равные $d_0 = 80$ и $d_0 = 100$ мм.

Долбяки с наклонной осью, подобно стандартным долбякам, проектируются с передней конической поверхностью. Передний угол γ на вершинной кромке выбирается в соответствии со свойствами

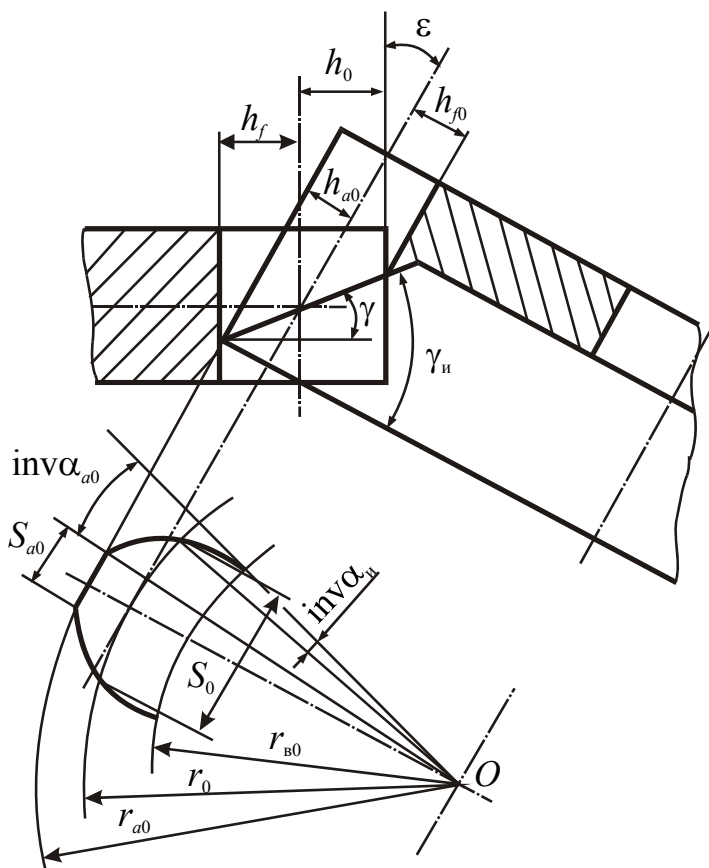


Рисунок 3 – Конструктивные параметры долбяков с наклонной осью и передней конической поверхностью

обработываемого материала (рис. 3). Однако, необходимо при этом учитывать, что увеличение передних углов γ приводит к повышению погрешностей обработки зубчатых колес. Стандартные зуборезные долбяки имеют передний угол $\gamma = 5^\circ$.

Задняя поверхность долбяков с наклонной осью является фасонной цилиндрической поверхностью, образующие которой идут параллельно оси долбяка. Поэтому, задний угол α на вершинной кромке равен углу ϵ наклона оси долбяка. У стандартных долбяков угол α на вершинной кромке принимается равным $\alpha = 6$.

Однако, исследования показали [2], что увеличение у стандартных долбяков заднего угла α на вершине до 9° и переднего угла γ до 15° приводит к существенному повышению стойкости инструмента. Поэтому, при обработке конструкционных сталей для долбяков с наклонной осью можно рекомендовать выбирать углы наклона оси инструмента $\epsilon = 9 \dots 15$, а передний угол $\gamma = 10 \dots 25$.

Из технологических соображений принимается, что долбяк с наклонной осью, предназначенный для обработки прямозубых эвольвентных зубчатых колес, имеет также эвольвентный профиль цилиндрической задней поверхности.

Эвольвентный профиль задней поверхности долбяка определяется из условия касания теоретически точного профиля задней поверхности и заменяющей его эвольвенты в точке режущей кромки, расположенной на делительном диаметре. Угол давления α_n на делительном диаметре долбяка определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{\operatorname{tg} \alpha_0 \cos (\gamma_n - \varepsilon)}{\cos \gamma_n},$$

где γ_n – инструментальный передний угол долбяка;

α_0 – угол давления эвольвенты зуба обрабатываемого колеса на делительном диаметре.

Диаметр основной окружности d_{e0} эвольвентного профиля зуба долбяка равен:

$$d_{e0} = d_0 \cdot \cos \alpha_n.$$

Толщина зуба долбяка на делительной окружности с учетом боковых зазоров в сопряженных обрабатываемых колесах равна:

$$S_0 = \frac{\pi m}{2} + \Delta S_0.$$

Высота головки зуба долбяка равна:

$$h_{a0} = \frac{1,25m \cos \gamma_n}{\cos (\gamma_n - \varepsilon)}.$$

Высота ножки зуба долбяка равна:

$$h_{f0} = \frac{1,25m \cos \gamma_n}{\cos (\gamma_n - \varepsilon)}.$$

Диаметр d_{a0} окружности вершин:

$$d_{a0} = d_0 + 2 h_{a0}.$$

Диаметр d_{f0} окружности впадин:

$$d_{f0} = d_0 - 2 h_{f0}.$$

Толщина зуба долбяка S_{a0} на окружности выступов (см. рис. 3):

$$S_{a0} = 2r_{a0} \left(\frac{S_0}{2r_0} - \operatorname{inv} \alpha_{a0} + \operatorname{inv} \alpha_n \right),$$

где r_{a0} – радиус окружности выступов;

r_0 – радиус делительной окружности.

Угол давления α_{a0} на окружности выступов определяется по зависимостям:

$$\cos \alpha_{a0} = \frac{r_{e0}}{r_{a0}}.$$

где r_{e0} – радиус основной окружности.

При рассматриваемой конструкции долбяка с наклонной осью величины задних углов на боковых режущих кромках зависят от заднего угла на вершинной режущей кромке, который равен $\alpha_e = \varepsilon$. Величины

задних углов на боковых режущих кромках долбяка значительно меньше величин задних углов α_g на вершинной кромке.

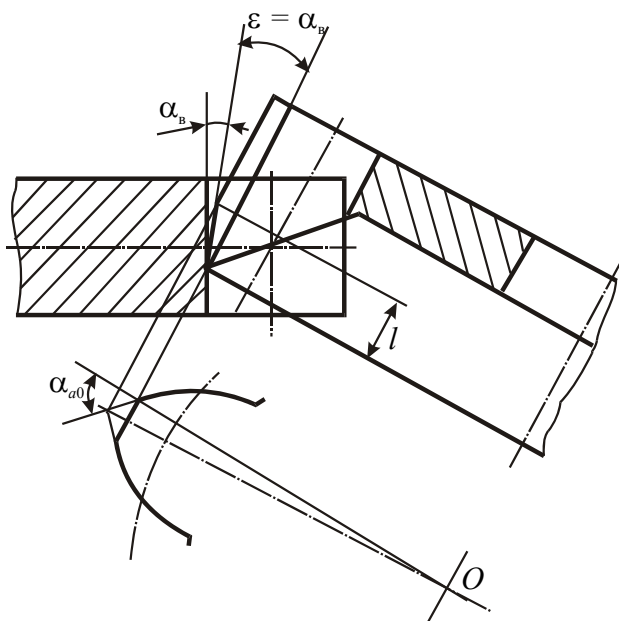


Рисунок 4 – Схема режущей части долбяка с независимыми задними углами на вершинной и боковых кромках

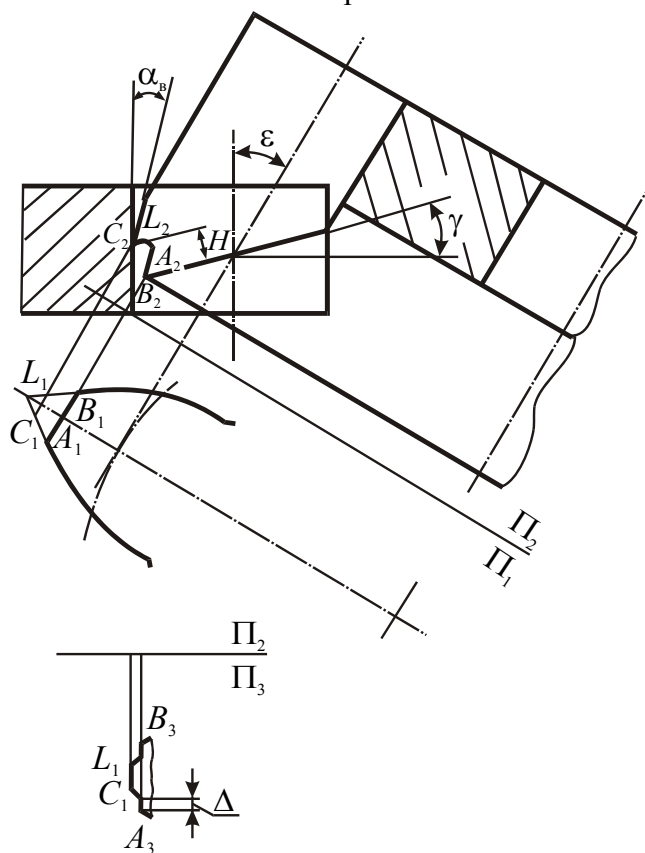


Рисунок 5 – Схема долбяка с дополнительной вершинной кромкой

Для того, чтобы повысить работоспособность инструмента и создать более благоприятную геометрию на его режущей части, угол наклона оси долбяка ε выбирают повышенной величины. Благодаря этому создаются большие величины задних углов на боковых режущих кромках. Требуемая же величина заднего угла α_g на вершинной кромке создается за счет заточки задней поверхности вершинных режущих кромок по конической поверхности (рис. 4). Размер l , характеризующий размер задней конической поверхности вершинных кромок, определяется по зависимости:

$$l = \frac{S_{a0}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_{a0} \cdot \operatorname{ctg} (\varepsilon - \alpha_g).$$

Для того, чтобы разгрузить вершинную режущую кромку и создать более благоприятную схему срезания припуска на долбяке можно создать дополнительную режущую кромку CL (рис. 5).

Дополнительная режущая кромка является линией пересечения дополнительной передней поверхности с задней поверхностью долбяка.

Дополнительная передняя поверхность находится на расстоянии от основной передней поверхности на расстоянии H . Длина дополнительной режущей кромки CL равна длине режущей кромки AB , равной S_{a0} за вычетом

размера, равного 2Δ . Величина Δ принимается несколько большей толщины среза на боковой режущей кромке.

Расстояние H равно:
$$H = \frac{\Delta \operatorname{ctg} \alpha_{a0} \cos(\varepsilon + \gamma)}{\sin \varepsilon}.$$

Выводы

Определены основные конструктивные элементы зуборезного долбяка с наклонной осью с конической передней поверхностью и эвольвентной цилиндрической задней поверхностью, профиль которой касается теоретически точного профиля задней поверхности в точках режущих кромок, расположенных на делительном диаметре.

Решена задача определения конструктивных параметров долбяка с независимыми величинами задних углов на вершинных и боковых режущих кромках.

Даны рекомендации по улучшению схемы срезания припуска за счет введения в конструкцию инструмента дополнительных вершинных режущих кромок.

Литература

- 1 Родин П.Р., Самохин Г.И. Эвольвентные долбяки с наклонной осью, работающие методом обкатки. – Сб. Станки и режущие инструменты, вып. 5. – Харьков, 1967.
- 2 Родин П.Р., Самохин Г.Н. Профилирование долбяков с наклонной осью. – Сб. Станки и режущие инструменты, Вып. 5. – Харьков, 1967.
- 3 Родин П.Р. Основы формообразования поверхностей резанием. – К: Выща школа, 1977. – 192 с.

РАЗДЕЛ 2

Качество и надежность металлорежущего оборудования

УДК 621.91.01:543.1

Шевченко О.В.

НТУУ “КПІ”, Київ, Україна

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ РІЗЕЦЬ-СУПОРТ НА ВІБРОСТІЙКІСТЬ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ

In paper it is shown, that essential effect on a chatter stability at turning is rendered with an angle of rotation of principal axes of a rigidity of an elastic-system of the lathe and selection of relationships of rigidities of elements of system. Recommendations for creation of conditions of chatter-resistant process of cutting by nonrigid cutter holders are given.

Вступ

Основною причиною виникнення автоколивань при різанні є зміна площі зрізу та сили різання внаслідок відносного коливального руху інструменту і оброблюваної деталі з урахуванням наявності координатного зв'язку між процесом різання та рухом за різними координатами пружної системи верстата [1, 2]. Найбільші зміни площі зрізу виникають при переміщенні інструменту в напрямку, нормальному до поверхні різання. Зміною напрямку головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт верстата відносно напрямку сили різання можна зменшити енергію самозбудження автоколивань та забезпечити вібростійкий процес різання в тому числі при обробці нежорстким інструментальним оснащенням.

Загальні положення

Для математичного опису пружної системи верстата у відносному русі інструменту і деталі виділимо пружну систему різець-супорт, що здійснює домінуючий вплив на точність обробки деталей, особливо при обробці нежорстким інструментальним оснащенням, до якого можна віднести оправки, різцетримачі, борштанги та ін.

Структурно динамічну модель пружної системи різець-супорт представимо у вигляді ланцюгової динамічної схеми, що складається із зосереджених мас, з'єднаних умовно невагомими ланками з пружними і дисипативними властивостями. Доцільно динамічну модель будувати при використанні головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту в довільній в площині yOz .

Розрахункову схему пружної системи різець-супорт (рис. 1) представимо у вигляді двох зосереджених зведених мас різцетримача m_1 та супорта m_2 . На масу m_1 діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця

під кутом α . Припускається, що маси рухаються тільки в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$, при цьому кут β визначає орієнтацію цих осей відносно координатної системи yOz

У якості координат, що визначають рух системи від положення статичної рівноваги, візьмемо для маси m_1 координати η_{11} та η_{12} , а для маси m_2 координати η_{21} та η_{22} .

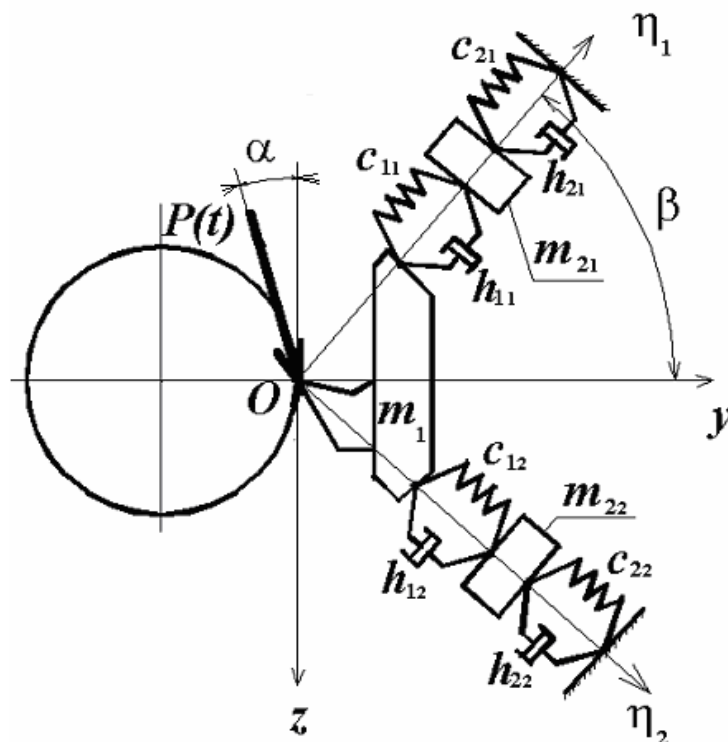


Рисунок 1 – Розрахункова схема пружної системи різець-супорт токарного верстата в площині yOz

Систему рівнянь коливальних рухів пружної системи різець-супорт в головній системі координат $\eta_1 O \eta_2$ можна представити у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_{11} + h_{11} \cdot (\dot{\eta}_{11} - \dot{\eta}_{21}) + c_{11} \cdot (\eta_{11} - \eta_{21}) = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{21} + (h_{11} + h_{21}) \cdot \dot{\eta}_{21} + (c_{11} + c_{21}) \cdot \eta_{21} - h_{11} \cdot \dot{\eta}_{11} - c_{11} \cdot \eta_{11} = 0 \\ m_1 \cdot \ddot{\eta}_{12} + h_{12} (\dot{\eta}_{12} - \dot{\eta}_{22}) + c_{12} \cdot (\eta_{12} - \eta_{22}) = P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{22} + (h_{12} + h_{22}) \cdot \dot{\eta}_{22} + (c_{12} + c_{22}) \cdot \eta_{12} - h_{12} \cdot \dot{\eta}_{12} - c_{12} \cdot \eta_{12} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 та m_2 - приведені маси нежорсткого різцетримача та супорта; h_{11} , h_{12} і c_{11} , c_{12} та h_{21} , h_{22} і c_{21} , c_{22} - сумарні приведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості різцетримача (m_1) та супорта (m_2) в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$ системи різець – супорт.

Пружне переміщення підсистеми різець-супорт в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні можна представити у вигляді:

$$y = \eta_{12} \cdot \sin \beta - \eta_{11} \cdot \cos \beta. \quad (2)$$

Основна частина

Одним із способів рішення системи рівнянь (1) є використання комплексних чисел для зображення векторів. Для цього діючу на систему рівнянь (1) збурюючу силу представимо у вигляді:

$$P(t) = P \cdot e^{i\omega t} = P(\cos \omega t + \sin \omega t), \quad (3)$$

де P – постійна складова зовнішнього навантаження; ω – кругова частота збурюючої сили.

Розглядаючи тільки усталені вимушені коливання, знайдемо рішення системи рівнянь (1) в комплексній формі:

$$\eta_{1_1} = A_{1_1} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \eta_{2_1} = A_{2_1} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \eta_{1_2} = A_{1_2} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \eta_{2_2} = A_{2_2} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}. \quad (4)$$

Використовуючи методика розрахунку, що наведена в роботі [3], отримуємо комплексні частотні передаточні функції для кожної з головних координат системи різець-супорт у відомій із теорії автоматичного керування формі [4]:

$$W_1(i\omega) = P_1(\omega) + iQ_1(\omega) \text{ та } W_2(i\omega) = P_2(\omega) + iQ_2(\omega), \quad (5)$$

де $P(\omega) = \text{Re}\{W(i\omega)\}$ - дійсна та $Q(\omega) = \text{Im}\{W(i\omega)\}$ - уявна частини частотних передаточних функцій.

Після підстановки в рівняння (2) значень η_{1_1} та η_{1_2} з врахуванням форми рішення (4), отримуємо передаточну функцію пружної системи різець-супорт у вигляді:

$$W_{ПС}(i\omega) = \frac{y}{P} = W_2(i\omega) \cdot \sin \beta_4 - W_1(i\omega) \cdot \cos \beta_4, \text{ де } W_2 = \frac{\eta_{1_2}}{P(t)} \text{ і } W_1 = \frac{\eta_{1_1}}{P(t)}. \quad (6)$$

За виразом (6) може бути проаналізований вплив параметрів жорсткості різцетримачів та кута розвороту головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт на частотні характеристики передаточної функції $W_{ПС}$.

Вібростійкість верстатів до виникнення автоколивань визначають за передаточною функцією розімкнутої динамічної системи $W_{роз}(i\omega)$. Для дослідження впливу процесу різання на характеристики еквівалентної пружної системи верстата можна скористатися залежністю [1]:

$$W_{роз}(i\omega) = W_{ПС}(i\omega) \cdot W_{ПР}(i\omega), \quad (7)$$

де - $W_{ПР}(i\omega)$ - передаточна функція процесу різання.

Динамічний режим процесу різання як аперіодичної ланки може бути описаний без врахування сил демпфірування (при коливаннях середніх частот ці сили можна не враховувати) диференціальним рівнянням першого порядку відносно вихідної координати P :

$$P + T_p \cdot \dot{P} = K_p a, \quad (8),$$

де T_p – постійна часу стружкоутворення; K_p – коефіцієнт різання; a – товщина зрізу. При цьому коефіцієнт різання може бути визначений за лінійною залежністю виду [2]:

$$K_p = \frac{P}{a} = K_{num} \cdot b. \quad (9)$$

де K_{num} - питома сила різання, b – ширина зрізу

Вираз (8) в операторній формі має вигляд: $(T_p P + 1) \cdot P(p) = K_p a(p)$.

Звідси знаходимо передаточну функцію процесу різання у вигляді:

$$W_{IP}(p) = \frac{P(p)}{a(p)} = \frac{K_p}{1 + T_p p} = \frac{K_{num} \cdot b}{1 + T_p p}. \quad (10)$$

Для побудови АФЧХ процесу різання вираз (10) записується у частотній формі ($p=i\omega$):

$$W_{IP}(i\omega) = \frac{K_{num} \cdot b}{1 + T_p^2 \omega^2} - i \frac{K_{num} \cdot b \cdot T_p \omega}{1 + T_p^2 \omega^2}. \quad (11)$$

При перемноженні комплексних виразів передаточних функцій $W_{IC}(i\omega)$ (6) та $W_{IP}(i\omega)$ (11) перемножуються їх амплітуди та додаються фази. Таким чином, в результаті множення передаточних функцій за виразом (7) амплітуди розімкнутої динамічної системи змінюються за величиною та отримують додатковий фазовий поворот. Якщо АФЧХ кожного з елементів системи $W_{IC}(i\omega)$ та $W_{IP}(i\omega)$ не пересікають від'ємну частину дійсної осі, то АФЧХ розімкненої системи $W_{роз}(i\omega)$ може її пересікати, викликаючи втрату вібростійкості системи.

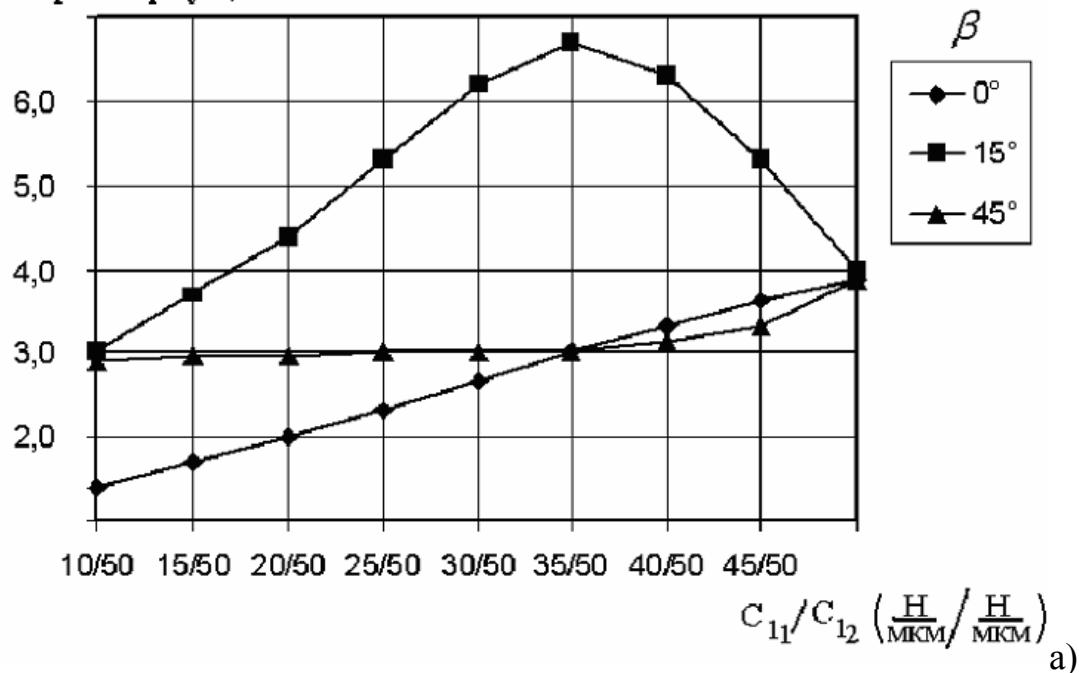
Таким чином, за виразом (7) для $W_{роз}(i\omega)$ з врахуванням формул (9 – 11) можуть бути розраховані значення граничної ширини зрізу b в першу чергу від таких параметрів пружної системи різець – супорт, як жорсткість різцетримача c_{11} і c_{12} , коефіцієнти демпфірування h_{11} і h_{12} та кут β при незмінних значеннях параметрів супорта.

На рис. 2 та рис. 3 наведені розрахункові значення граничної ширини зрізу b , отримані за виразом (7) при наступних прийнятих початкових параметрах: $K_{num} = 2,3 \cdot 10^9$ Н/м²; швидкість різання $V = 100$ м/хв.; товщина зрізу $a = 0,3$ мм; коефіцієнти $c_{21} = 7,5e7$ Н/м та $c_{22} = 5,0e7$ Н/м, $m_1 = 6,5$ кг та $m_2 = 140$ кг, кут $\alpha = 30^\circ$.

Розрахунок граничної ширини зрізу b виконувався із врахуванням запасу вібростійкості за амплітудою $L = 6$ дБ [4], що відповідає перетину годографа АФЧХ з дійсною віссю комплексної площини в точці $(-0,5; i0)$.

На рис. 2 наведені розрахункові значення граничної ширини зрізу b при кутах $\beta = 0^\circ, 15^\circ$ та 45° , зміні співвідношення жорсткостей в діапазоні $c_{11}/c_{12} = 10/50 \div 50/50$ Н/мкм (рис. 2, а) та $c_{11}/c_{12} = 50/10 \div 50/50$ Н/мкм (рис. 2, б).

Ширина зрізу b , мм



Ширина зрізу b , мм

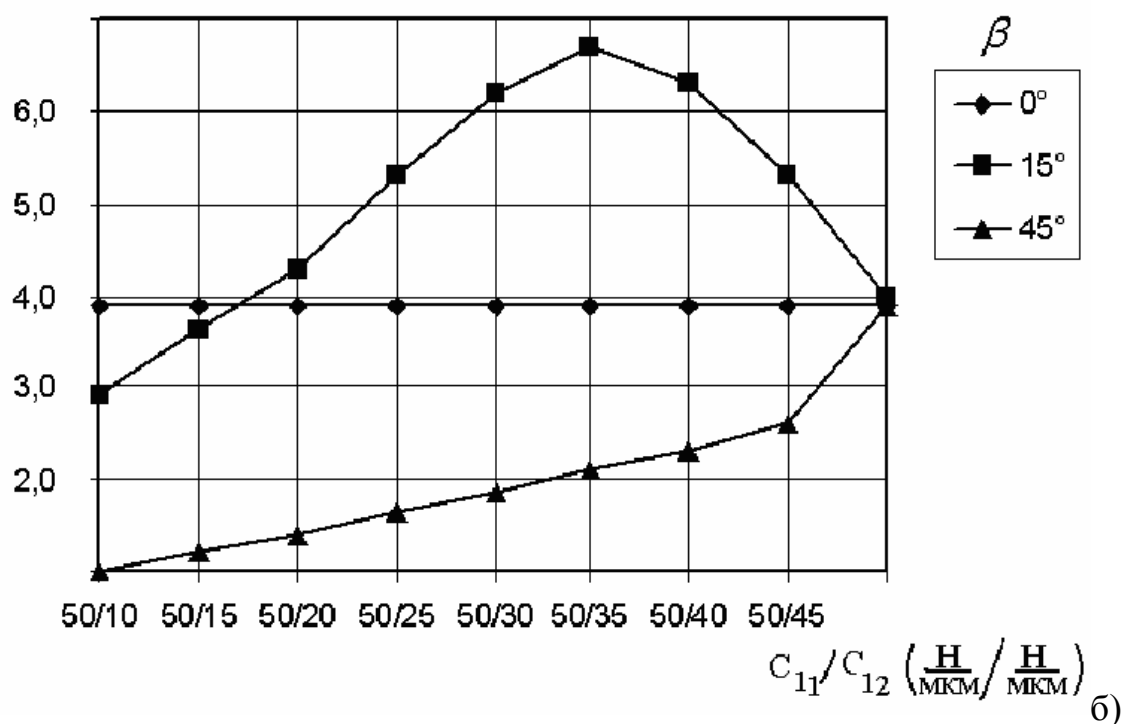


Рисунок 2 – Розрахункові значення граничної ширини зрізу b при значеннях кута $\beta = 0^\circ, 15^\circ$ та 45° та зміні співвідношення жорсткостей в діапазоні $c_{11}/c_{12} = 10/50 \div 50/50$ Н/мкм (а) та $c_{11}/c_{12} = 50/10 \div 50/50$ Н/мкм (б)

Як видно із рис. 2, найбільш вібростійкою при різанні є пружна система, у якої кут $\beta = 15^\circ$. При цьому найбільші значення ширина зрізу b має при співвідношення жорсткостей різцетримача $c_{11}/c_{12} = 35/50$ та $c_{11}/c_{12} = 50/35$ Н/мкм. Це підтверджує висновки роботи [3] про те, що при куті $\beta =$

$\alpha/2$ система має найбільшу вібростійкість і навіть зміна напрямку осі найбільшої жорсткості на 90° не впливає на зміну вібростійкості процесу різання. Зменшення граничної ширини зрізу b при наближенні співвідношення жорсткостей різцетримача до $c_{11}/c_{12} = 1$ пояснюється невизначеним положенням осі найбільшої жорсткості різцетримача і, як наслідок, збільшенням впливу координатного зв'язку.

Найменш вібростійкою, із наведених на рис. 2, є система, у якій кут $\beta = 45^\circ$. При такій орієнтації головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт збільшення граничної ширини зрізу b може бути досягнуте тільки збільшенням жорсткості різцетримача за кожною координатою. При цьому найбільшого значення ширина зрізу b досягає при наближенні співвідношення $c_{11}/c_{12} = 1$.

При куті $\beta = 0^\circ$ найменше на граничну ширину зрізу b впливає зменшення жорсткості c_{12} , що пояснюється незначним впливом коливальних рухів різця в напрямку дотичної до оброблюваної поверхні деталі на коливання в напрямку нормалі до цієї поверхні.

На рис. 3 наведені залежності розрахункових значень граничної ширини зрізу b , на прикладі системи з кутом $\beta = 45^\circ$, від коефіцієнтів демпфірування $h_{11} = h_{12} = 1000, 1500$ та 2000 кг/с та співвідношення жорсткостей різцетримача c_{11}/c_{12} .

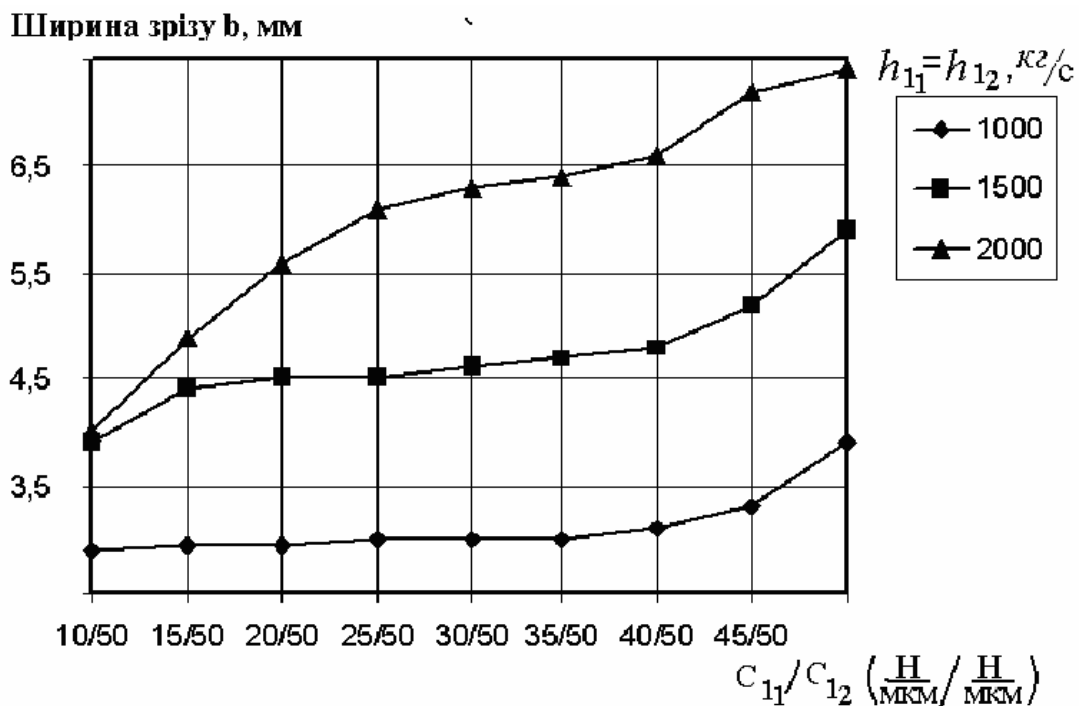


Рисунок 3 – Розрахункові значення граничної ширини зрізу b (кут $\beta = 45^\circ$) при зміні коефіцієнтів h_{11}, h_{12} та співвідношенні жорсткостей в діапазоні $c_{11}/c_{12} = 10/50 \div 50/50$ Н/мм

Із рисунку видно, що збільшення демпфірування в конструкції різцетримача дає можливість збільшити граничну ширину зрізу b навіть для найменш вібростійкої системи з кутом $\beta = 45^0$. Це дає можливість зробити висновок про те, що одним з ефективних методів підвищення вібростійкості процесу різання може бути використання спеціального інструментального оснащення з демпферами.

Висновки

1 Суттєвий вплив на вібростійкість при токарній обробці має кут розвороту β головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт та підбір співвідношень жорсткостей елементів системи.

2 Найбільш вібростійкою при різанні є пружна система, у якої кут β дорівнює половині кута напрямку дії сили різання P , а саме $\beta = \alpha/2$.

3 Для збільшення граничної ширини зрізу b при обробці нежорстким інструментальним оснащенням рекомендується співвідношення жорсткостей оснащення за напрямками головних осей координат $c_{41}/c_{42} = 0,7$, або $c_{42}/c_{41} = 0,7$, за умови $\beta = \alpha/2$.

4 Збільшення граничної ширини зрізу b для найменш вібростійкої системи можна досягти за рахунок підвищення її демпфіруючих властивостей використовуючи, наприклад, різцетримачі з демпферами.

Література

- 1 Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. - 1997.- N 2.-С.16-21.
- 2 Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов. - Киев: Вища школа, 1980.-256с.
- 3 Шевченко О.В. Визначення частотних характеристик різцетримачів з пружними напрямними // Прогресивні технології і системи машинобудування /Міжнародний збірник наукових праць, – Донецьк: ДонНТУ, 2006. Вип.32. С.250 – 257.
- 4 Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.

УДК 621.9

Ковалев В.Д., Гаков С.А., Ветчинина Ю.Е.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПРИ РЕМОНТЕ КОЛЕСНЫХ ПАР НА КОЛЕСОТОКАРНЫХ СТАНКАХ

In the article research of process of treatment at repair of the wheeled pair on car wheel lathes is resulted. The basic types of the wheeled pair wear are considered. The basic types of cutting instrument wear at treatment on car wheel lathes are set.

Введение

Сложное термосиловое взаимодействие железнодорожного колеса и рельса пути вызывает комплекс физико-механических явлений, приводящих к интенсивному износу их контактирующих поверхностей. Колеса подвергаются – подрезу гребня, прокату и термомеханическим повреждениям по поверхности катания. Классификация видов износа колесных пар показана на рисунке 1.

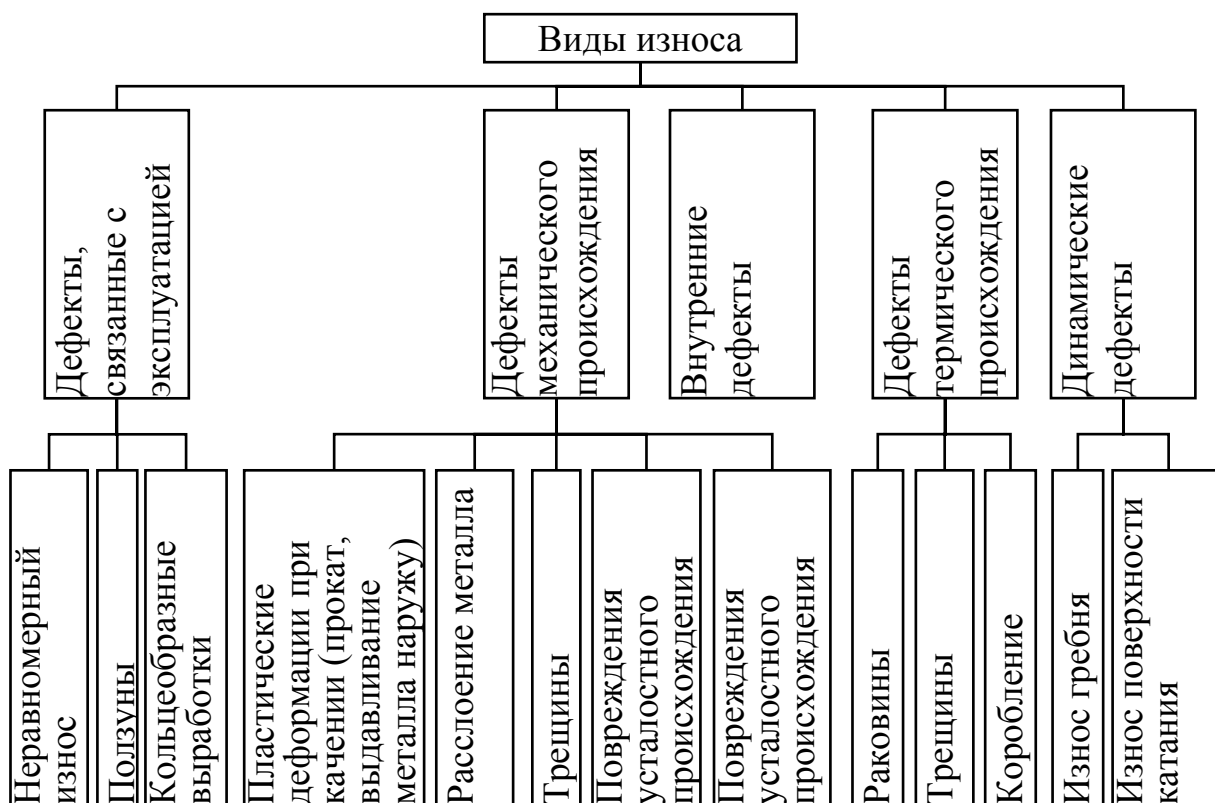


Рисунок 1 – Классификация видов износа колесных пар

Износ обуславливает необходимость глубоких обточек, однако снятие металла при обточках в 5 раз превышает потери металла по прокату. Полный допустимый износ, на железных дорогах Европы составляющий

от 25 до 35 мм, включает «чистый» износ в результате взаимодействия колеса и рельса и снятие металла при обточках для восстановления профиля и удаления поверхностных дефектов (число обточек может достигать пяти). На рисунке 2 показаны места возникновения дефектов.

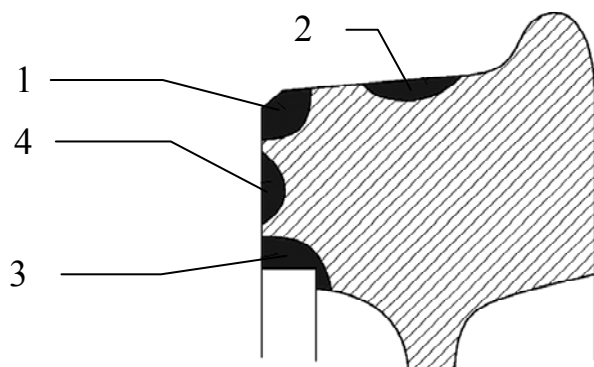


Рисунок 2 – Места возникновения дефектов колес
1, 2 – дефекты термического происхождения;
3, 4 – дефекты механического происхождения

Исследования, проведенные фирмой "Sandvik Coromant" (Швеция), показали, что общие расходы при обточке профиля поверхности катания одной колесной пары с нерациональными глубинами резания (т.е. превышающими высоту снимаемого слоя металла и удаляемого дефекта – ползуна или выщербины) составляют около 70 долларов США на каждый лишний миллиметр снятого металла.

Полный допустимый износ колесной пары:

$$DRV = \frac{\sum (PU - DEF_i)}{\alpha},$$

где DRV – срок службы колеса по пробегу, км; PU – допустимый износ, мм; DEF – снятие металла при обточке, мм.

Значение коэффициента α зависит от многих факторов (твердости, структуры, термообработки металла и геометрических параметров колеса, от состояния и геометрических параметров пути, особенно профиля рельса, а также от конструктивных и динамических характеристик подвижного состава)

Как видно из формулы срок службы колес напрямую зависит от рационального снятия металла при ремонте.

Следовательно, неэффективная механическая обработка колесных пар приводит к значительному превышению минимально необходимого припуска на обработку резанием, повышенному износу станочного оборудования и росту расхода режущего инструмента. Особо остро эта проблема стоит в автоматизированных системах обработки колесных пар при токарно-копировальной многорезцовой схеме обработки.

Основная часть

Обработка колесных пар ведется у условиях, переменности большинства параметров процесса резания, переменный припуск, обусловленный как износом поверхности катания и гребня колеса (рисунок 3), так и условиями обеспечения требуемой геометрии после обработки; - различные физико-механические свойства материала по поверхности катания, обусловленные сложным термо-силовым воздействием колеса и рельса. Все это приводит к тяжелым условиям работы режущего инструмента.

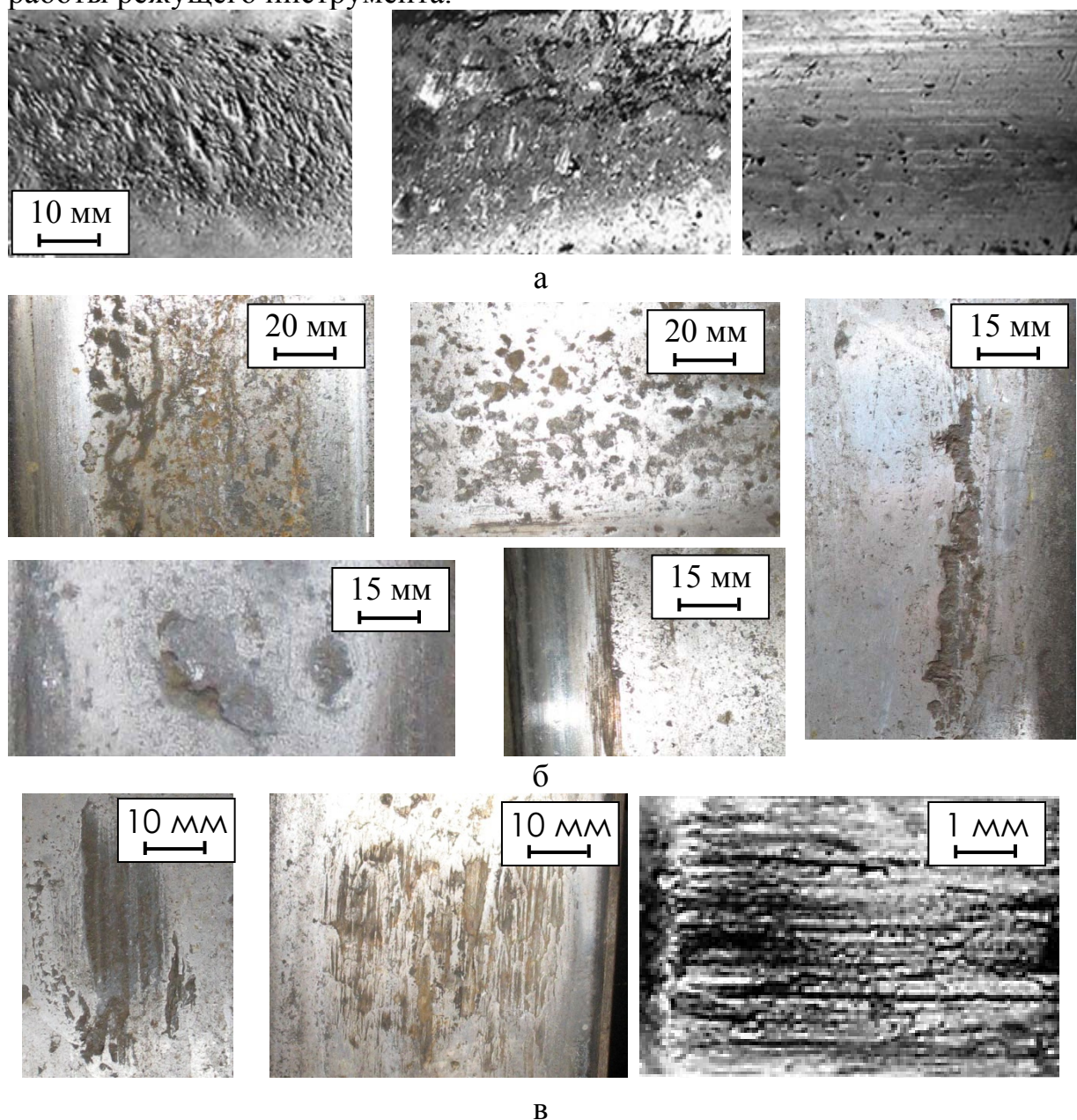


Рисунок 3 – Дефекты колесной пары
 а – виды задигов на поверхностях колес; б – Износ поверхности катания;
 в – ползуны на поверхности катания колеса

Обработка колесной стали имеет свои особенности: во-первых, материал имеет довольно высокую твердость 250-300 НВ; во-вторых, сталь вязкая. Еще одной особенностью ремонта колесной пары является то, что на обработку приходят колесные пары различных производителей, поэтому свойства материала могут колебаться в значительных пределах, плюс к этому они могут быть подвергнуты упрочнению или может быть нанесено защитное покрытие.

При токарной обработке колесной пары можно выявить 3 зоны (рисунок 4):

- I среднюю в области круга катания;
- II внутреннюю в направлении от круга катания к гребню обода;
- III внешнюю в направлении к наружной грани обода.

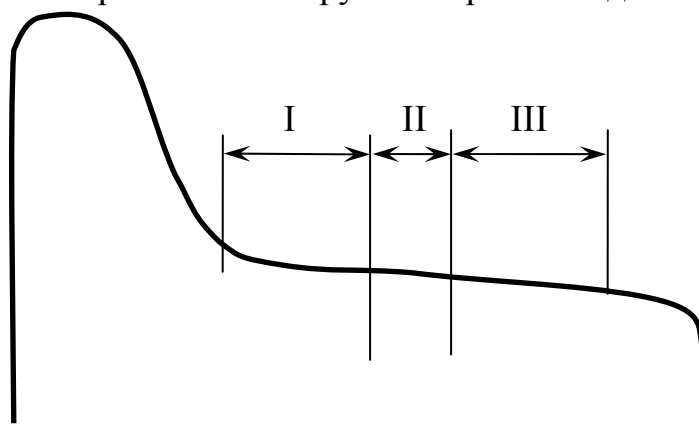


Рисунок 4 – Схема зон на поверхности катания

Именно в этих зонах наиболее часто возникают дефекты. И именно эти зоны являются наиболее опасными при обточках.

Основными причинами выхода из строя инструмента являются: тяжелое термосиловое воздействие на инструмент, абразивный износ режущей пластины по передней поверхности, обработка в зоне ползуна и попадание на выщербины [1].

В среднем режущая пластина (без покрытия) выдерживает обточку 2-3 колесных пар (30-45 мин) при условии, что будет производиться обработка поверхностей с небольшими дефектами. На рисунке 5 иллюстрируется износ инструмента при обработке одной колесной пары в течении 15 мин.

Обработка на копировальных колесотокарных станках производится чашечными и тангенциальными пластинами. Характер износа и поломки пластин различен, это обуславливается особенностями обработки. Также износ пластин зависит от нанесенного покрытия.

Исследовались пластины: фирмы "Sandvik Coromant" Швеция - LNMХ 301940-23, LNUX 301940-PF, S-RCMT 25 07 M0-R1, материал – MM2, с покрытием и без; пластины фирмы «КЗТС» Россия – LNUX 301940 TN 02, материал – MC221, T14K8, без покрытия.

Все пластины работали как на поверхности катания, так и при подрезке гребня.

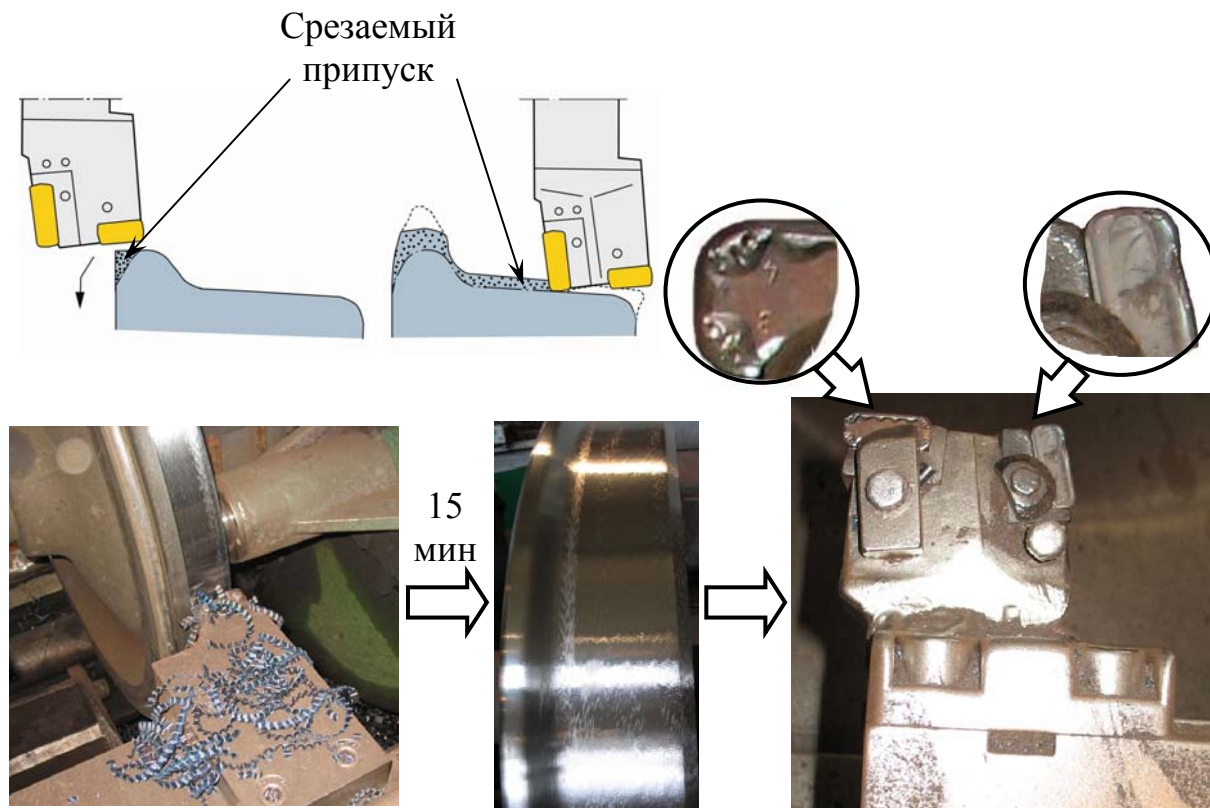


Рисунок 5 – Схема обработки на копировальном колесотокарном станке

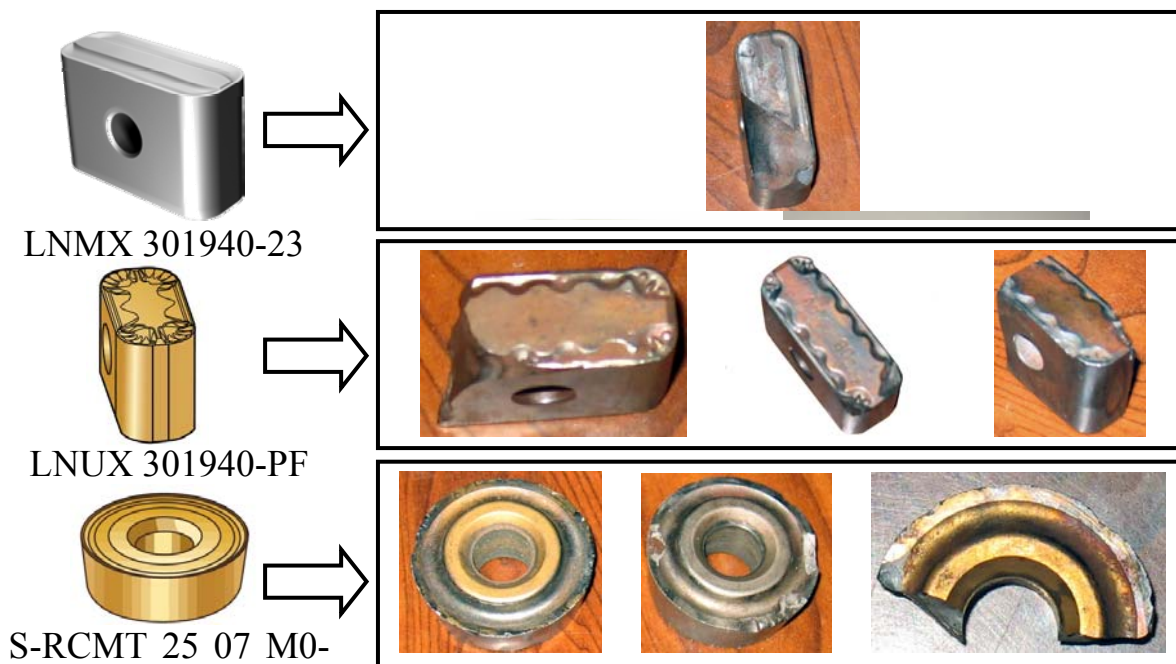


Рисунок 6 – Виды износа твердосплавных пластин при обработке на копировальном колесотокарном станке

Выводы

1 Установлено, что при токарной обработке колесной пары существует две основные проблемы: первая – выбор оптимального припуска, вторая – уменьшение износа и поломок режущего инструмента.

2 Основной причиной тяжелого термосилового режима обработки является переменность процесса резания, вызванная переменным припуском и физико-механическими свойствами материала.

3 Основными видами износа является абразивный износ по передней поверхности, мелкие сколы на кромках пластины, а также разрушение пластины. В зонах с незначительными дефектами (небольшими раковинами и т.п.) наблюдается абразивный износ, вызванный абразивными включениями в материал колеса (песок, оксиды), на выщербинах наблюдается мелкие сколы на режущей кромки, а в зонах ползунов, наваров происходит критический износ и разрушение режущей пластины.

4 Покрытие режущей пластины значительно увеличивает период стойкости, однако в дефектных зонах, особенно на ползунах, происходит поломка.

5 Для уменьшения износа инструмента и предотвращения его поломки необходимо применять адаптивное управление процессом резания [2], которая позволит своевременно, до вхождения инструмента в зону дефекта, скорректировать режимы резания.

Литература

- 1 Ковалев В.Д., Гаков С.А. Применение адаптивных систем при обработке сложного профиля на колесных станках // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць. Вип. 20. – Краматорськ: ДДМА, 2006. – с. 85-89.
- 2 Ковалев В.Д., Гаков С.А. Синтез адаптивных систем для комплексного управления процессом сложнопрофильной обработки // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. праць. Вип. 19. – Краматорськ: ДДМА, 2006. – с. 159-164.

УДК 621.9

Павленко І.І., Годунко М.О.
КНТУ, м. Кіровоград, Україна

СТРУКТУРНІ ОСОБЛИВОСТІ БУДОВИ ТА ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

Constructive and power structure of seizing devices of industrial robots is considered in this article. The article deals with the constructive peculiarities of the seizing devices and power clamp of parts. It also gives a description of creation and functioning of clamping devices of industrial robots.

Захватні пристрої є найбільш відповідальними механізмами промислових роботів, які забезпечують утримування транспортованих деталей, при їх просторовому переміщенні. Враховуючи те, що промислові роботи мають широке функціональне призначення, що зумовлене переміщенням різних деталей при виконанні різних операцій, відповідно вони мають дуже різноманітне виконання. Найбільше розповсюдження отримали механічні хватні пристрої, які мають також досить різне конструктивне виконання, що дозволяє їх утримувати деталі різних розмірів, форми, матеріалу та виконувати різні операції: завантаження обладнання, складання вузлів і т. ін.

Для спрощеного та обґрунтованого вибору доцільних варіантів хватних пристроїв необхідно спочатку розглянути це питання на структурному рівні. Так за особливостями конструктивної будови, а відповідно за їх функціонуванням, хватні пристрої можна розділити:

1 Підтримуючі пристрої. Структура таких пристроїв наведена на рис.1,а. В таких конструкціях хватних пристроїв відсутній спеціальний привод (двигун), а наявні тільки нерухомі ланки пристрою, які сприймають виникаючі сили ваги та інерції від утримуваної деталі при її транспортуванні. Вказані сили можуть діяти в різних напрямках, що на рисунку показано пунктирною лінією в залежності від умов транспортування. В наведеній конструкції утримувана деталь (УД) розміщується на утримуваній ланці пристрою (УЛП), яка може безпосередньо приєднуватися до вихідної ланки руки чи кисті робота (ВЛР), або через проміжні ланки пристрою, які для простоти структурного представлення в подальшому не будуть враховуватися.

2 Пристрої з використанням пружних деталей (пружин і т. ін.) для затиску деталей. По конструктивній реалізації вони можуть бути досить різноманітні, як по кількості пружних ланок, так і по наявності в затискному пристрої привода. Якщо він відсутній, то структура такого пристрою наведена на рис.1,б. Пружна ланка позначена значком Z і така ланка (ланки) може розміщуватись в різних місцях пристрою. В ряді

випадків пружна ланка притискує утримувану деталь до нерухокої ланки. Структура такого пристрою наведена на рис.1,в.

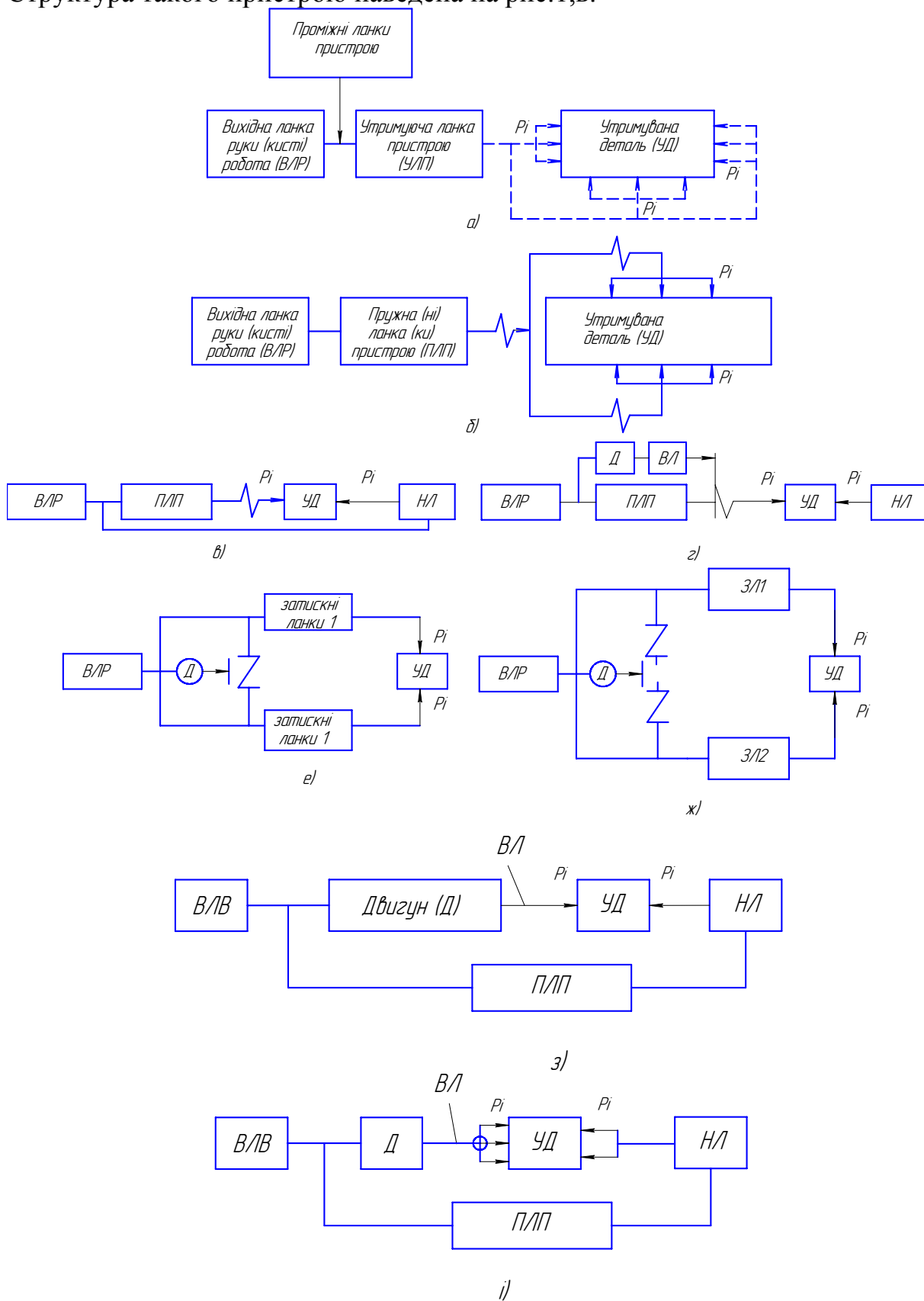


Рисунок 1 – Структурні схеми захватних пристроїв

Як уже відзначалось, в конструкціях з пружними ланками може бути і привод, двигун якого виконує розтискання деталі, а необхідна сила затиску створюється пружними деформаціями ланок (ланки). Двигун в таких конструкціях може діяти на ланки пристрою в різних їх місцях. При цьому з'єднання вихідної ланки двигуна з пружною ланкою пристрою є одностороннім, що дозволяє двигуну рухати ланку тільки в сторону розтиску не заважаючи руху ланки в напрямку затиску деталі. Один із варіантів такої структури наведено на рис.1,г.

Якщо в пристрої використовується дві затискні ланки, які рухаються від одної пружної ланки, а для розтискання деталі використовується рух двигуна, то структура такого пристрою має вид, наведений на рис.1,е. Можливий також варіант, коли обидві затискні ланки виконані у вигляді пружних елементів, а тому для їх розтискання потрібна сумісна дія двигуна на вказані ланки (рис.1,ж.). Подібним чином може бути представлена структура захватних пристроїв роботів з більшою кількістю затискних та пружних елементів.

З В більшості конструкцій захватних пристроїв роботів затискування і розтискування деталей здійснюється від окремого приводу через проміжні передачі та затискні важелі. Враховуючи велику кількість існуючих конструкцій механічних захватних пристроїв з власним приводом, їх можна класифікувати за:

- а) типом приводу;
- б) типом двигуна приводу;
- в) місцем розміщення двигуна;
- г) умовами приєднання ЗП до ВЛР;
- д) характером регулювання сили затиску;
- е) наявністю проміжних передач;
- ж) типом проміжних передач;
- з) складом використовуємих проміжних передач;
- и) характером руху затискних ланок (важелів);
- к) характером приєднання затискних елементів до затискних ланок;
- л) особливостями базування утримуваної деталі в захватному пристрої.

Додатковою умовою конструктивного виконання захватних пристроїв, що визначає особливості їх силових розрахунків, це кількість точок затиску. За такими ознаками захватні пристрої можна розділити:

- двоточкові;
- триточкові;
- чотириточкові та багатоточкові.

З урахуванням вищенаведених відмінних ознак, структуру двоточкових механічних захватних пристроїв із затискним приводом без проміжних передач представлено на рис.1,з. В даній структурі, а, відповідно в конструкції захвату, одна точка затиску – нерухома, а друга – рухома від приводу. Наведена структура включає в себе і ряд інших

(рис.1,i), де зосереджені сили можуть розділятися на ряд складових. При цьому сили затиску можуть з'єднуватися шарнірно (ліві сили), або нерухомо (праві сили) з відповідними ланками пристрою.

Для подальшого розгляду таких захватних пристроїв виконано тільки спрощене силове структурне їх представлення з можливими варіантами конструктивної реалізації та загальними силовими характеристиками. Результати досліджень зведені до табл.1. Так структурно та конструктивно можна реалізувати захват з двома двигунами і двома рухомими ланками без проміжних передач (вар.1). Більш доцільним буде виконання захватного пристрою з одним двигуном, проміжними передачами і двома рухомими затискними ланками (вар.2). Такі схеми простіші за конструкцією так як мають один двигун, елемент регулювання у вигляді проміжних передач. Подальшим вдосконаленням захватів може бути варіант в якому від двигуна рух передається на затискні важелі з їх передавальними відношеннями i_1 та i_2 (вар.4). Окремо слід розглядати структурну схему яка відтворює захват об'єднуючий в собі варіант по схемі – вар.3, та варіант – вар.4. Це, відповідно, буде реалізовано варіантом – вар.5. До розглянутих варіантів можна додати і інші, де буде мати місце більша кількість проміжних передавальних передач.

Всі вищенаведені структурні схеми відповідають умові затиску деталі в двох точках, що в основному прийнято для утримання плоских деталей, де розподілені сили затиску по площинах затискних важелів замінюються зосередженими силами.

Більш фіксований затиск деталі буде при більшій кількості точок затиску. Так при трьох точках затиску плоских деталей, де одна точка затиску здійснюється одним важелем, а дві інші другим важелем з рухом важелів від одного двигуна і однією проміжною передачею, структура пристрою має вид вар.6. Подібна схема може використовуватись і для затиску деталей обертання, як за зовнішню так і за внутрішню (вар.7) поверхні. Вони можуть бути як з одним, так і декількома проміжними передавальними механізмами (вар.8 та 9).

При наявності двох точок затиску на одному важелі, особливо, якщо важіль здійснює обертовий рух, може мати місце передача сил, до кожної із цих точок, з різним передавальним відношенням (вар.8). До цього слід додати, що при розгалуженні рухів, після передавальних механізмів, може бути два варіанти розгалуження:

1. Жорстке розгалуження рухів, коли рухи розпочинаються і закінчуються одночасно по всіх ланках розгалуження.

2. Гнучке (самовстановлююче) розгалуження. Тобто коли рухи розпочинаються одночасно, а закінчуватись спочатку може рух на одному ланцюгу (ланцюг доходить до контакту з деталлю), а рух по другому ланцюгу може ще продовжуватись т.я. цей ланцюг ще не дійшов до контакту з деталлю.

Таблиця 1 – Структурні схеми та конструктивні варіанти захватних пристроїв

| № вар. | СТРУКТУРНА СХЕМА ЗАХВАТНОГО ПРИСТРОЮ | КОНСТРУКЦІЯ | | |
|-------------------------------------|--------------------------------------|---------------------|---------------|-------------------------------|
| | | КОНСТРУКТИВНА СХЕМА | ЗАГАЛЬНИЙ ВИД | СИЛА ДВИГУНА Q |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| <i>ДВОТОЧКОВІ ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ</i> | | | | |
| 1 | | | | $Q = P_1$ $Q = P_2$ |
| 2 | | | | $Q = P_1/i_1 + P_2/i_2$ |
| 3 | | | | $Q = P_1/i_1 + P_2/i_1$ |
| 4 | | | | $Q = P_1/i_1 + P_2/i_2$ |
| 5 | | | | $Q = P_1/i_1i_2 + P_2/i_1i_3$ |

Продовження таблиці 1

| № вар. | СТРУКТУРНА СХЕМА ЗАХВАТНОГО ПРИБОРУ | КОНСТРУКЦІЯ | | |
|---------------------------------------|-------------------------------------|---------------------|---------------|---|
| | | КОНСТРУКТИВНА СХЕМА | ЗАГАЛЬНИЙ ВИД | СИЛА ДВИГУНА Q |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| <i>ТРИТОЧКОВІ ЗАХВАТНІ ПРИБОРИ</i> | | | | |
| 6 | | | | $Q = P_1/i_1 + P_2/i_1 + P_3/i_1$ |
| 7 | | | | $Q = P_1/i_1 + P_2/i_1 + P_3/i_1$ |
| 8 | | | | $Q = P_1/i_1 i_2 + P_2/i_1 i_3 + P_3/i_1 i_4$ |
| 9 | | | | $Q = P_1/i_1 + (P_2 + P_3)/i_2$ |
| <i>ЧОТИРИТОЧКОВІ ЗАХВАТНІ ПРИБОРИ</i> | | | | |
| 11 | | | | $Q = (P_1 + P_2)/i_1 + (P_3 + P_4)/i_1$ |
| 12 | | | | $Q = P_1/i_1 + P_2/i_1 + P_3/i_1 + P_4/i_1$ |
| 14 | | | | $Q = (P_1 + P_2)/i_1 + (P_3 + P_4)/i_1$ |

Жорстке розгалуження на схемах позначається простими з'єднаннями ліній. Гнучке розгалуження позначається колом (вар.11). Подібні різновиди з'єднань можуть бути і в інших попередніх схемах.

Утримання циліндричних деталей найбільш часто здійснюється 4-х точковим прикладанням сил затиску. Деякі структурні схеми таких захватів наведені у вар.11, 12 та 13.

Використання наведеного структурного представлення конструкцій захватів дозволяє ґрунтовно аналізувати всі можливі різновиди принципів схем. З їх використанням можна виконувати необхідні розрахунки та дослідження. Так, при силових розрахунках спочатку визначають величину необхідних сил затиску P_1, P_2, \dots, P_i . По величині цих сил (P_i) визначають необхідну силу на двигуні Q , з урахуванням прийнятих проміжних передач і їх передавальних відношень (i_i), що наведено в табл.1,

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i \quad .$$

Висновки

При виборі раціональних структурних варіантів захватних пристроїв важливо, щоб вони забезпечували не тільки необхідні сили затиску, а й необхідні переміщення затискних важелів. Це доцільно як для отримання мінімальних габаритів і маси захватів, так і забезпечення максимальних функціональних їх можливостей, а також високої швидкодії та точності затиску і т.п.

Література

- 1 Павленко И.И. Расчёт механических захватных устройств роботов./ Проблемы прочности, надёжности и долговечности деталей и конструкций. – Кировоград, 1983. – С.35-36.
- 2 Детали и механизмы роботов.: Основы расчёта, конструирования и технологии производства: Учеб. Пособие / Под ред. Б.Б.Самотокина.-К.: Вища шк., 1990.- 343с.
- 3 Механика промышленных роботов. Учеб. Пособие для вузов: В 3-х кн./ Под ред. К.В.Фролова, Е.И.Воробьёва. Кн.2: Расчёт и проектирование механизмов / Е.И.Воробьёв, О.Д.Егоров, С.А.Попов.- М.: Высш.Шк.,1988 – 368с.

УДК 621.9

Луконин В.С.

Фирма «Регион» ТД «Росстанкоинструмент», г. Москва, Россия

ПРОБЛЕМЫ ВНЕДРЕНИЯ ПРОГРЕССИВНОГО СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

In the article the problems of introduction of progressive machine-tool equipment are considered. Some aspects of development of introduction of new car-wheel lathes with CNC, and also methods of increase of resource of the wheeled pair are considered.

Анализ работы станкозаводов с 2002 по 2005 годы показал стабильный рост поставок станочного и кузнечно-прессового оборудования предприятиям ОАО «РЖД». Этому в значительной степени способствовал взятый руководством ОАО «РЖД» курс на техническое перевооружение отрасли, в результате чего станкозаводы получили возможность принять активное участие в модернизации станочного парка предприятий железнодорожного транспорта. Благодаря заказам, поступающим от предприятий железнодорожного транспорта, станкозаводы ТД «Росстанкоинструмент» значительно увеличили объемы производства уже освоенной продукции, и перешли к разработке и изготовлению перспективного оборудования, соответствующего современным требованиям. Таким образом, программа «Модернизация транспортной системы России» явилась тем локомотивом, который начал подтягивать экономику станкостроительной отрасли на уровень, который позволяет не только сохранить существующее производство, но и значительно его обновить.

Поэтому мы, станкостроители, не можем оставаться в стороне от технических проблем, которые возникают в процессе работы предприятий ОАО «РЖД». Мы хотели бы использовать накопленный нами опыт и сохранившийся научно-технический потенциал в решении вопросов ресурсосбережения колесных пар и в других вопросах, связанных с экономией материально-технических ресурсов, повышением производительности труда, тем более, что в период существования СССР между МПС и станкостроительной отраслью были установлены тесные связи в вопросах разработки новых технологий и создания прогрессивного оборудования.

С 1990 года наблюдается резкое снижение среднего срока службы колес локомотивов и грузовых вагонов, связанное с появлением в последнее время ряда новых факторов, влияющих на взаимоотношение «колесо-рельс». Основные из них: введение объемной закалки рельса, недостаточная твердость колеса по сравнению с твердостью рельса, сужение колеи с 1524 мм до 1520 мм, применение подшипников качения

вместо подшипников скольжения, увеличение массы составов и другие. При этом ресурс бандажей колес в 2000 году по сравнению с 1980 годом упал более чем в 2 раза, во столько же выросло число обточек колесных пар. Поэтому вопросы ресурсосбережения в производственной деятельности железных дорог стали приобретать приоритетное значение. Долговечность железнодорожных колес определяется двумя параметрами: временем работы колесных пар до их переточки и количеством возможных переточек колесных пар, которое зависит от того, насколько рационально снимается металл бандажа при восстановлении профиля колеса. Возникает вопрос, а какую практическую помощь могут оказать станкостроители предприятиям железнодорожного транспорта в вопросах увеличения сроков службы колеса?

Время работы колеса до переточки в значительной мере определяется интенсивностью и неравномерностью изнашивания поверхности катания и гребня. Наибольшее влияние на интенсивность изнашивания оказывает поверхностная твердость колеса. Оптимальной поверхностной твердостью для железнодорожных колес, не приводящей к появлению микротрещин и интенсивному изнашиванию контактирующего с ним рельса, является твердость 350-370 ед. НВ. В настоящее время российские заводы выпускают рельсы с объемно-закаленными головками твердостью 350 ед. НВ, в то время, как твердость поверхности катания новых колес составляет около 250 ед. НВ. Наши колеса значительно мягче американских или японских колес и бандажей грузовых вагонов и локомотивов. В противостоянии «колесо-рельс» явно проигрывает колесо. Ресурс бандажа за последние 10 лет значительно снизился. Причем он продолжает сокращаться, и ни гребнесмазывание, ни рельсосмазывание не оказывают на данный процесс существенного положительного влияния.

Есть два пути укрепления «положения» колеса. Либо необходимо применять при изготовлении колес высококачественный металл повышенной износостойкости, что требует больших затрат и перестройки всего металлургического комплекса по производству колес, либо пойти по пути дополнительного локального упрочнения колеса по профилю катания и наиболее изнашиваемого переходного участка, где происходит подрез гребня. Второй вариант представляется более предпочтительным, так как он требует меньших затрат, меньшего времени, а самое главное - позволяет продлить ресурс уже имеющегося в наличии парка колес.

В настоящее время известен метод плазменной поверхностной закалки профиля колеса. Этот метод обладает рядом достоинств и действительно повышает контактно-усталостную прочность и износостойкость металла в зоне трения колесо-рельс. Однако этот процесс связан с местным термическим разогревом, а любой термический процесс не исключает возможности появления микротрещин по кругу катания колеса. В любом случае этот метод требует внимательного отношения и

длительной проверки в условиях эксплуатации колесных пар, прошедших плазменное упрочнение. Поэтому мы предлагаем новую технологию повышения твердости профиля колеса за счет механического упрочнения профиля методом холодной пластической деформации или, другими словами, накаткой рабочей зоны гребня колеса роликами. При этом твердость поверхности колеса в зоне подреза ножки гребня повышается на 20-30%. Глубина слоя металла с повышенной твердостью достигает 4 мм. Эта технология, безусловно, исключает появление микротрещин по профилю катания.

Мы уже имеем многолетний опыт по изготовлению оборудования для накатывания осей железнодорожных колесных пар. Например, Краматорский завод тяжелого станкостроения (ОАО «КЗТС»), входящий в состав ТД «Росстанкоинструмент», длительное время выпускает накатные станки моделей КЖ 1840, КЖ 1841, КЖ 1842, КЖ 1843 и КЖ 1844 для упрочнения шеек и галтелей железнодорожных осей. Технология накатывания шеек и галтелей железнодорожных осей повсеместно используется на всех предприятиях ОАО «РЖД» и транспортного машиностроения. Поэтому внедрение новой технологии накатывания профиля колеса не будет представлять трудностей для производителей. Тем более, что для накатывания колес мы предлагаем использовать колесотокарные станки модели 1836, которыми в большом количестве оснащены локомотивные и вагонные депо ОАО «РЖД».

Специалисты ТД «Росстанкоинструмент» совместно с институтом ФГУП ВНИТИ ОАО «РЖД» (Коломна) разработали специальные накатные суппорта, которые устанавливаются на станках модели 1836. Процесс накатывания происходит одновременно с двух сторон левым и правым накатными суппортами. Усилие задается по программе и может достигать 4000 кг. Базовые депо ОАО «РЖД», как правило, имеют в наличии 2-3 колесотокарных станка модели 1836, один из которых всегда можно выделить для этих целей. Можно использовать даже старые неработающие станки, которые специалисты ТД «Росстанкоинструмент» готовы отремонтировать по месту у заказчика и дооснастить новыми накатными суппортами. Таким образом, есть предложение по новой ресурсосберегающей технологии, и есть разработанная конструкторская документация на оснащение колесотокарных станков накатными суппортами. ТД «Росстанкоинструмент» планирует в 2006 году за счет собственных средств изготовить необходимые накатные суппорта и произвести испытание нового станка на площадях завода-изготовителя станков модели 1836. Мы были бы рады, если наша разработка вызовет интерес в ОАО «РЖД» и готовы продолжить дальнейшие работы по этому проекту совместно со специалистами этой компании.

В настоящее время при ремонте колесных пар используются колесотокарные станки, которые в силу своей конструкции позволяют

обтачивать по ширине гребни колеса только до размеров 33 мм, 30 мм или 27 мм, то есть дискрета реза составляет минимум 3 мм. Если для восстановления требуемого профиля колеса необходимо срезать всего лишь 1 мм металла, станок все равно срезает не менее 3 мм и таким образом колесо срезается в стружку.

Станкостроители предлагают единственно правильный выход из этого тупика: морально устаревшие колесотокарные станки необходимо заменять на современные колесотокарные станки с числовым программным управлением (ЧПУ), которые позволяют срезать оптимальный слой металла по программе, продлевая при этом срок службы колесной пары за счет увеличения количества возможных переточек. Это и будет решением стоящей перед ОАО «РЖД» проблемы увеличения срока службы колеса. Для этой цели ТД «Росстанкоинструмент» разработал проекты новых колесотокарных станков моделей 1836М.10ФЗ и 1К836ФЗ и развернул их серийное производство. Колесотокарный станок 1836М.10ФЗ разработан на базе известного в ОАО «РЖД» гидроконировального станка 1836М.10, который хорошо зарекомендовал себя в эксплуатации. Колесотокарный станок мод. 1К836ФЗ портального типа по своей конструкции аналогичен колесотокарным станкам фирмы «Hegenscheidt»

Необходимость обновления станочного парка предприятий ОАО «РЖД» является неоспоримым фактом. Однако сразу же необходимо отметить, что переход всей отрасли на использование колесотокарных станков с ЧПУ – это очень сложная задача, на выполнение которой потребуется не один год. Станки с ЧПУ в 1,5-2 раза дороже ранее применявшихся колесообрабатывающих станков моделей 1836 и УББ-112, потому техническое перевооружение отрасли является довольно дорогостоящим занятием. Кроме того, учитывая особенности эксплуатации станков с ЧПУ, для их надежной работы заказчик должен обеспечить выполнение целого ряда технических и организационных требований. Например, помещения, где работают станки с ЧПУ, должны быть оснащены обогревателями и кондиционерами, необходимо обеспечить более высокие требования в помещениях по отсутствию пыли, грязи, влаги, отдельное питание сети без колебания напряжения, соответствующей должна быть подготовка обслуживающего персонала. В настоящее время в департаментах вагонного и локомотивного хозяйства ОАО «РЖД» уже ведутся работы, но переоснащению станочного парка базовых депо. Однако на наш взгляд для того, чтобы процесс техперевооружения отрасли был динамичным и мог дать в ближайшем будущем максимальный эффект, необходима разработка концепции переоснащения отрасли и принятие целевой программы работ по этому направлению.

Существует два основных варианта обновления станочного парка. Первый вариант подразумевает закупку современных высокопроизводительных колесотокарных станков с ЧПУ. При этом старые станки моделей 1836 и УББ-112 отправляются в металлолом, их фундаменты разбираются, а вся отлаженная система техобслуживания этих станков становится не нужной. При втором варианте старые колесотокарные станки моделей 1836 и УББ-112 модернизируются и оснащаются системами ЧПУ. При этом модернизированные станки остаются на старых фундаментах и продолжают работать в рамках существующей системы техобслуживания.

Первый вариант наиболее тяжелый с точки зрения финансовых затрат. Второй вариант более щадящий в финансовом отношении, поскольку затраты по модернизации и оснащению станков ЧПУ составляют 60-70% от стоимости нового оборудования. Кроме того, не требуется строительство новых фундаментов. Учитывая тот факт, что как первый, так и второй варианты имеют свои плюсы и минусы, напрашивается третий, компромиссный вариант, когда оба процесса будут идти параллельно. Например, половина станков заменяется на новые, а половина – модернизируется. По всей видимости, при разработке концепции тех-переворужения ОАО «РЖД» будет принят третий вариант.

ТД «Росстанкоинструмент» может предложить и вариант того, как при оснащении предприятий ОАО «РЖД» новыми станками с ЧПУ исключить затраты на разборку старых и строительство новых фундаментов. С этой целью ТД «Росстанкоинструмент» предлагает поставку новых колесотокарных станков модели 1836М.10ФЗ, конструкция которых позволяет устанавливать их на фундаменты старых станков с ручным управлением модели 1836 без всяких доработок старого фундамента. Серийный выпуск колесотокарных станков с ЧПУ модели 1836М.10ФЗ начинается с 2006 года. Учитывая тот факт, что на предприятиях ОАО «РЖД» в настоящее время находятся в эксплуатации свыше 300 станков моделей 1836, экономия от их замены на новые станки с ЧПУ 1836М.10ФЗ может быть значительной. Важно отметить, что новые станки могут также устанавливаться и на фундаменты старых станков модели УББ-112 с незначительной их переделкой по имеющейся у нас технологии. Ориентировочное количество станков УББ-112, находящихся в эксплуатации на предприятиях ОАО «РЖД», составляет 600 штук.

Кроме поставок новых станков 1836М.10ФЗ ТД «Росстанкоинструмент» готов ежегодно выполнять модернизацию до 30 станков 1836 и УББ-112 с их оснащением системами ЧПУ и установкой на старые фундаменты.

УДК 621.951

Колот О.В.

ДДМА, м. Краматорськ, Україна

МЕТОДОЛОГІЧНІ ПРИНЦИПИ ВІБРОСТАБІЛІЗАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ НЕЖОРСТКИХ ДЕТАЛЕЙ

The features of know-how of percussive treating of nonrigid parts of a machine industry are reviewed at the expense of optimization of her conditions, by mathematical modelling of processes of variation of an internal state of crystal lattices of metal.

Вітчизняна і закордонна практика використання в промисловості технології вібраційної стабілізуючої обробки має у своєму розпорядженні майже піввіковий досвід її поступального розвитку. За цей період визначені особливості технології, переваги і недоліки, області застосування, досягнуті певні успіхи в розробці засобів оснащення для її реалізації [1, 2].

Однак на практиці застосування цієї технології, незважаючи на явні переваги перед іншими методами обробки, стримуються. Основна причина – недостатня інформованість про процеси, що відбуваються в деталі під впливом резонансних динамічних коливань, відсутність надійного і достовірного контролю й упередженість виробничників про зниження запасу міцності деталей, підданих віброобробці.

Дослідженнями, проведеними в останні роки [3,4] показано, що віброобробка може бути надійним і ефективним засобом підвищення якості нежорстких деталей. А при застосуванні раціональних режимів віброобробки з використанням комп'ютерної діагностики оброблюваних деталей існує можливість зробити цей процес контрольованим і розширити потенційні можливості процесу на такі області як керування точністю форми і розмірів [5], підвищення міцності конструкції [6].

Найбільш істотний прогрес досягнуто при використанні вібраційних систем з енергетичним методом, що заснований на явищі демпфірування конструкції в процесі зміни її залишкового напруженого стану. Механічна енергія вимушених коливань демпфірується на границях зерен за рахунок внутрішнього тертя. При цьому в місцях, де напруження мають велике (пікове) значення, у так званих концентраторах напружень, відбувається більше демпфірування. Цього може бути досить для надання руху дислокацій і вирівнювання скривлень кристалічних решіток, внаслідок чого відбувається згладжування пікових залишкових напружень і зміна як споживаного струму двигуна так і амплітуди коливань деталі при одночасному дрейфі смуги пропускання резонансної частоти. Зазначені параметри характеризують зміни напруженого стану деталі. Математичний

опис параметрів вібростабілізуючої обробки з нижче наведеними припущеннями можна представити у наступному вигляді [2].

В наслідок відомих математичних моделей, що застосовуються при описі поведінки матеріального середовища в процесі навантаження і деформації і феноменологічних досліджень восьми середовищ при навантаженні і деформації за базову модель прийнята механічна модель узагальненого лінійного середовища (рис. 1).

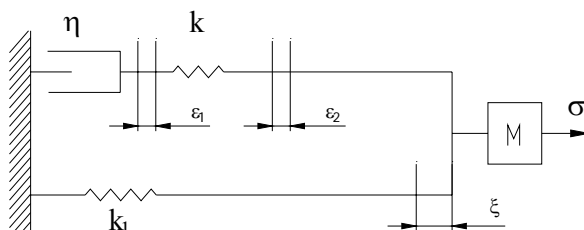


Рисунок 1 – Дослідження моделі узагальненого лінійного середовища

В основу ідеалізованих подань поведінки матеріалу середовища покладено взаємозалежність поєднання припущень про абсолютно пружне тіло, про ідеальну пластичність та про Ньютонову в'язкість матеріалу.

Прийнята гіпотеза припускала, що внаслідок поєднання таких припущень, можна очікувати на виникнення "ефекту взаємодії", коли результат уже не є звичайною сумою незалежних явищ. Дослідження моделі узагальненого лінійного середовища дозволили представити її у вигляді математичної залежності рівняння руху при впливі гармонічного вібратора

$$\xi = \xi_0 e^{i\varphi} \quad (1)$$

де

$$\xi_0 = \frac{Q_0}{(k_1 - M\omega^2)^2 + \omega^2 t_0^2 \left(k_1 \cdot \frac{t_1}{t_0} \cdot M\omega^2 \right)^{1/2}} \quad (2)$$

$$\varphi = \arctg \left[\frac{\omega \cdot t_0 \left(k_1 \frac{t_1}{t_0} - M\omega^2 \right)}{(k_1 - M\omega^2)} \right] \quad (3)$$

де ω – частота коливань системи; Q_0 – зусилля впливу на середовище; M – приведена маса системи; k_1 , k_2 – жорсткість системи відповідно до демпфірування і після; t_0 , t_1 – час релаксації залишкових напружень при постійній деформації і при постійному напруженні; φ – кут відставання деформації від напруження у коливальній системі (відображає величину внутрішнього тертя); η – коефіцієнт демпфірування; σ – напруження; ε_1 – деформація демпфіруючої складової системи; ε_2 – деформація пружної

складової системи; ξ_0 – максимальна деформація в системі під дією вібрації; ξ – величина деформації.

Дослідження поведінки даної моделі показує, що при наближенні ω до резонансної частоти зростає ξ , а внаслідок внутрішнього тертя (зсуву фаз φ) відбувається поглинання енергії коливань в системі.

Дослідження математичної моделі узагальненого лінійного середовища проведені при різноманітних ω і Q_0 . Внаслідок одержано рівняння, що описує поведінку системи з врахуванням комплексного модуля пружності, що дозволяє врахувати сумісний вплив жорсткості і коефіцієнту демпфірування та підтвердити припущення про те, що стабілізація залишкових напружень (при їх перерозподілі, релаксації) проявляється при зсуві фаз φ , тобто при виникненні внутрішнього тертя і зниженні амплітуди коливань, та зміні коефіцієнту демпфірування.

З метою рішення задачі оптимізації режимів вібростабілізуючої обробки розроблено засіб вібраційної діагностики деталей, що включає комплекс технологічних прийомів, здійснюваних з метою визначення вібраційних характеристик деталей (власної частоти коливань або гармонік, амплітуди коливань), при мінімальних значеннях збурюючих сил.

Встановлено, що амплітуда коливань середовища ξ_0 під дією збурюючої сили Q_0 на резонансній частоті прямо пропорційна збурюючій силі і модулю пружності системи (оскільки $k_1=E$), обернено пропорційна масі системи, її коефіцієнту демпфірування і величині резонансної частоти.

$$\xi_0 = \frac{Q_0 \cdot k_1}{M \cdot \omega^3 \cdot \eta} \quad (4)$$

Вібростабілізуюча обробка повинна проводитися не менш, ніж в два етапи:

- визначення резонансної частоти (при малих Q_{01} (min));
- вібростабілізуюча обробка при максимально допустимій величині Q_{02} (max).

Зважаючи на те, що при знятті амплітудно-частотної характеристики системи (АЧХ) можна зробити виміри ξ_{01} і Q_{01} , та при переході до робочих режимів вібростабілізуючої обробки Q_{02} з амплітудою ξ_{02} треба дотримуватися умови: $k_1 \varepsilon_0 < \sigma_T$.

Для керування процесом вібростабілізуючої обробки необхідно, щоб

$$\left[\frac{Q_{02}}{\xi_{02}^2} \right] = \left[\frac{E}{\sigma_T} \right] \cdot \left[\frac{Q_{01}}{\xi_{01}} \right]_{t-\Delta t}, \quad (5)$$

де Δt – проміжок часу між двома послідовними скануваннями системи.

Для практичних цілей характеристики $(Q_0/\xi_0)_{\max}$ представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики $(Q_0/\xi_0)_{\max}$ для різних матеріалів заготовки та деталей

| Матеріал заготовки та деталі | Значення $\left(\frac{Q_0}{\xi \cdot 10^4}\right)_{\max}$ при вихідних значеннях $\left(\frac{Q_0}{\xi_0 \cdot 10^5}\right)_{\max}$ | | | |
|------------------------------|---|-----|-----|-----|
| | 1,0 | 2,0 | 3,0 | 4,0 |
| Чавун | 2,0 | 4,0 | 6,0 | 8,0 |
| Сталь вуглецева | 2,5 | 5,0 | 7,5 | 10 |
| Сталь легована | 1,4 | 2,7 | 4,1 | 5,5 |

Значення таблиці 1 можна характеризувати з позицій ефективності вібростабілізуючої обробки: ефективність вібростабілізуючої обробки чавунів нижче сталей вуглецевих, але вище деяких сталей легованих. Тому треба бути особливо обережним в призначенні режимів для вібростабілізуючої обробки чавуну, оскільки ті режими, що і для сталі спроможні зруйнувати чавунну заготовку. В середньому, значення збуджуючого зусилля Q_0 для сталей вуглецевих повинно бути на 15...20 % вище граничних для чавуну, але для легованих сталей – на 30... 35 % нижче, ніж для чавуну.

Вирішення задачі оптимізації числа циклів (тривалості вібростабілізуючої обробки) здійснювалося на базі рішення рівняння руху вантажу масою M , зв'язаного із узагальненою лінійною моделлю, яка має приведену жорсткість k . Коефіцієнти тертя вантажу масою M : спокою – μ_0 , руху – μ .

Під впливом збуджуючого зусилля деформація ε системи, яка викликана залишковими напруженнями, повинна була б зменшитись. На підставі цього змодельована наступна умова задачі: потрібно визначити кількість циклів, необхідних для того, щоб припинився рух "вантаж" масою M , що відповідає кількості періодів гармонічних коливань, викликаних вібростбудником (рис 2).

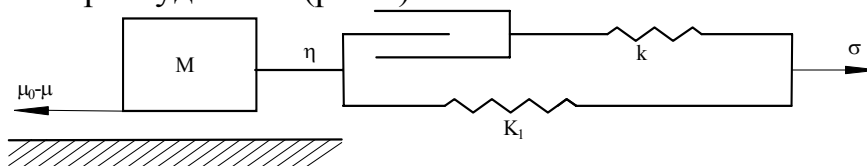


Рисунок 2 – Модель задачі визначення кількості циклів вібростабілізуючої обробки

Рівняння руху вантажу буде мати наступний вид:

$$Mx'' = -k \cdot x - \mu \cdot a \cdot M \cdot a \cdot \text{sign}(x) \quad (6)$$

де функція $\text{sign}(x)$ визначається наступним чином

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1, & \text{при } x > 0 \\ 0, & \text{при } x = 0 \\ -1 & \text{при } x < 0 \end{cases} \quad (7)$$

Позначивши $k/M = \omega^2$, число коливань n визначається із умови:

$$M\omega^2 |x(\tau_n)| = M \cdot \omega^2 \left[a - \frac{2 \cdot n \cdot \mu \cdot a}{\omega^2} \right] < \mu_0 \cdot M \cdot g. \quad (8)$$

При достатньо великому n одержана формула для її визначення у вигляді:

$$n = \frac{\sigma_n}{E} \cdot \omega^2. \quad (9)$$

При розгляді дисипативних властивостей динамічної системи необхідно враховувати те, що випадкові процеси, які розглядаються, відповідають марківським.

Наближення до рівноваги марківських систем, які характеризуються дискретним набором "станів", що визначені нижче, описує наступне рівняння:

$$\frac{dp_j}{dt} = \sum_k (p_k q_k - p_j q_{jk}). \quad (10)$$

Тут p_j – числа заповнення "станів", q_{jk} – частоти переходів $j \rightarrow k$ (q_{jk} – середнє число переходів $j \rightarrow k$ в системі, що знаходиться в стані j , в одиницю часу). Процес має марківський характер, бо частоти переходів q_{jk} визначаються значеннями j і k незалежно від попередніх заповнень станів. Дана S-система має властивість знаходитися в різноманітних станах j і з часом переходить з одного стану в інший. Кожному стану відповідає деяка енергія, що в залежності від конкретного випадку бути чи енергією власного стану, чи деякою середньою енергією групи власних станів, чи, нарешті, вільною енергією більшої групи власних станів. В даному випадку вивчена взаємодія системи з синусоїдальним силовим полем, викликаним вібратором.

При переході системи з великими залишковими напруженнями в стан перерозподілу напружень кожний елементарний стан представляється як фаза переходу. Таким чином стан S-системи групи власних станів добре узгоджується з результатами досліджень механізму утворення залишкових напружень і їх зміни в часі при зовнішніх подіях на систему чи при їх відсутності (рис. 3).

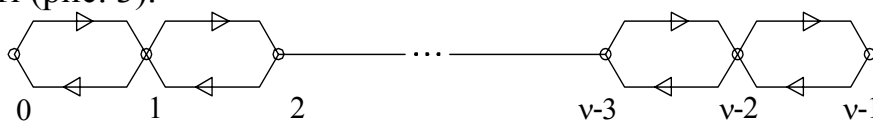


Рисунок 3 – Графічна інтерпретація відкритої S-системи

Використовуючи загальні властивості циклічних стохастичних матриць, одержано наступний вираз для $P_{jk}(\theta)$

$$p_{jk}(\theta) = \frac{1}{v} \sum_{r=0}^{v-1} \exp \left[i \frac{2\pi}{v} r(i-k) - (q+q') \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi}{v} r \right) \theta + i(q-q') \left(\sin \frac{2\pi}{v} r \right) \theta \right]. \quad (11)$$

При непарному значенні v для кореляційної функції одержана залежність:

$$\phi(\theta) = 2 \left(\frac{\varepsilon}{v} \right)^{2^{(v-1)/2}} \sum_{r=1} \left(\exp \left[-(q+q') \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi}{v} r \right) \theta \right] \cdot \cos \left[(q+q') \cdot \left(1 - \sin \frac{2\pi}{v} r \right) \theta \right] \right). \quad (12)$$

Коли ν парне, $\varphi(0)$ містить додатковий релаксаційний член $(\varepsilon/\nu)^2 \exp[-2(q+q^1)\theta]$. Коли $q=q^1$, кореляційна функція зводиться до суми матеріальних експонент. Цього і слідувало очікувати, бо коли $q=q^1$ процес стає симетричним. Спектральна щільність $G(\omega)$ для ν -парного і $\nu \gg 1$ одержана в наступному вигляді:

$$G(\omega) = \frac{2\varepsilon^2}{\pi^2(q+q^1)} \left[\left(\frac{1}{1+(\omega+\omega_0)^2\tau^2} + \frac{1}{1+(\omega-\omega_0)^2\tau^2} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{1+(\omega+\omega_0)^2(\tau/4)^2} + \frac{1}{1+(\omega-2\omega_0^2(\tau/4))} \right) \right], \quad (13)$$

де
$$r = -\frac{\nu^2}{2\pi^2(q+q^1)}. \quad (14)$$

Резонанс при релаксації забезпечується на частоті

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{\nu} |q - q^1|. \quad (15)$$

При відсутності збурюючого гармонічного впливу чи під дією резонансного впливу система з течією часу рухається в виділеному напрямі. Величина $|q - q^1|$ є середнє зміщення в 1 сек, в виділеному напрямі, відбите в числі переходів. Таким чином найбільший резонансний ефект має місце тоді, коли період поля дорівнює $T_0 = 2\pi/\omega_0$, тобто середньому часу, витраченому системою на один цикл.

Цей результат показує на стохастичний характер досліджуваного резонансу. Якщо ω_0 прагне до нуля, то T_0 прагне до нескінченності, так що виділений напрям руху деформації зникає і система стає нечутливою до течії часу. Отже для дисипативної системи, що складається з багатоелементної конструкції, кількість переходів її із нерівноважного стану залишкових напружень і навпаки обмежується періодом переходів, тобто чим більше кількість переходів, тим менше необхідний час обробки.

На рис. 4 представлені результати оптимізації кількості циклів вібростабілізуючої обробки на одиницю $\omega_{рез}^2$.

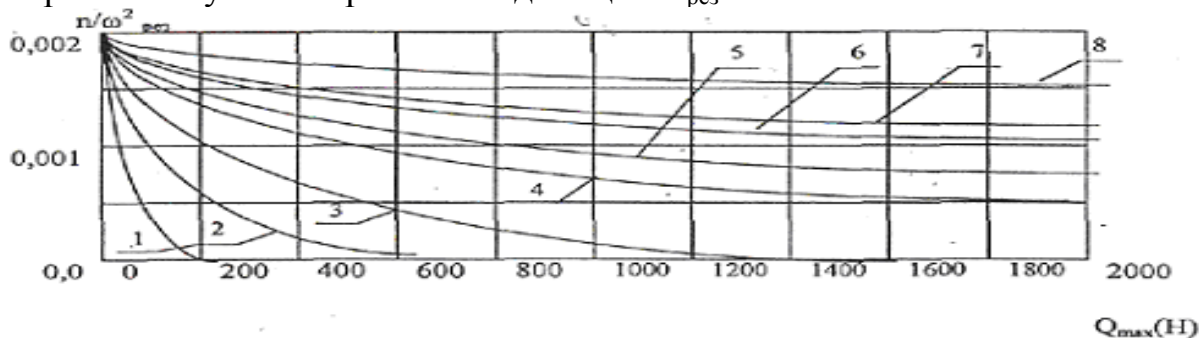


Рисунок 4 – Кількість циклів вібростабілізуючої обробки деталей з сталі 45, які припадають на одиницю $\omega_{рез}^2$

Прийняті позначення кривих для Q_0/ζ_0 , рівних відповідно :

| | | | |
|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 1- $1 \cdot 10^5$ | 2- $2 \cdot 10^5$ | 3- $3 \cdot 10^5$ | 4- $4 \cdot 10^5$ |
| 5- $5 \cdot 10^5$ | 6- $6 \cdot 10^5$ | 7- $7 \cdot 10^5$ | 8- $8 \cdot 10^5$ |

Встановлено, що межа міцності матеріалу знижується при збільшенні часу обробки і амплітуди коливань. Кількість циклів n слід обмежувати значенням, розрахованим по формулі:

$$n = \frac{\sigma_n}{E} \cdot \omega^2 \quad (16)$$

де σ_n – нормальні напруження; ω – частота коливань; E – модуль пружності матеріалу.

Проведені дослідження рівняння гармонічного вібратора з врахуванням гіпотези Смирнова про комплексне внутрішнє тертя, показали, що процес обробки необхідно здійснити в найбільш напружених умовах, коли сумарні напруження в деталі наближаються до максимуму, при цьому тривалість і зусилля віброобробки повинні відповідати цьому стану. Результати експериментів приведені в табл. 2 і 3.

Відносні зміни залишкових напружень до віброобробки і після заміряні на приладі ИОН-Ц, а також вібродіагностичному комп'ютеризованому приладі ВСОН. Вібростабілізація знижує рівень пікових напружень до 30%.

Таблиця 2 – Залежність міцності матеріалів від кількості циклів

| № серії | Кількість циклів „m” | Механічні властивості, кг/мм ³ для марок матеріалів | | | | | |
|------------|----------------------------|--|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | | СЧ-20 | | 20Х | | 40ХН | |
| | | σ'_B | σ^2_B | σ'_B | σ^2_B | σ'_B | σ^2_B |
| 1 | $n=6np$ | 20 | 20 | 80 | 80 | 160 | 160 |
| 2 | $n=np$ | – | 20 | – | 80 | – | 160 |
| 3 | $n>np$ | – | 10 | – | 75 | – | 140 |

Таблиця 3 – Залежність міцності матеріалів від режимів віброобробки

| № серії | $\frac{Q_0/\varepsilon_0}{Q_0 \max/\varepsilon_0 \max}$ | Механічні властивості, кг/мм ³ для марок матеріалів | | |
|------------|---|--|-----|------|
| | | СЧ-20 | 20Х | 40ХН |
| 1 | 1,0 | 20 | 80 | 160 |
| 2 | 2,0 | 18 | 75 | 165 |
| 3 | 3,0 | 15 | 60 | 180 |

Проведені дослідження технологічної спадкоємності похибки форми деталей, що залежать від вихідної поверхневої твердості заготовки показали, що деталі з твердістю понад 200НВ мають тенденцію до меншої зміни вихідних параметрів точності (відхилення від прямолінійності) після віброобробки, що пов'язане з більшою їх релаксаційною стійкістю.

Накопичений багаторічний закордонний і вітчизняний досвід свідчить, що правильне застосування методу віброобробки дозволяє докорінно змінити

весь технологічний цикл виготовлення відповідальних нежорстких деталей і вирішити цілий ряд технологічних проблем.

На даний час в основному визначилися області застосування резонансної вібраційної стабілізуючої обробки і задачі, розв'язувані нею.

1 Віброобробка в процесі остигання заготовок і зварених вузлів при литті і зварюванні з вібрацією з метою підвищення якості.

2 Віброобробка загартованих сталей з метою стабілізації неврівноважених структур.

3 Вібраційне виправлення нежорстких деталей за рахунок потенційної енергії залишкових напружень з метою відновлення їх форми і розмірів.

4 Віброобробка зварених металоконструкцій з метою підвищення стійкості до тріщиноутворення.

5 Стабілізуюча вібраційна обробка проміж операціями механообробки з метою зниження припусків і обсягу доводочних робіт, підвищення якості виробів.

Література

- 1 Ковалевский С.В., Колот А.В. Проблемы вибростабилизирующей обработки и пути их рационального решения // "Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем" Сб. статей в 2-х томах. – Краматорск, ДГМА, 1997. – Т1, вып. 7. С.215-218.
- 2 Колот О.В. Підвищення надійності технології вібростабілізуючої обробки на основі оптимізації її режимів. Автореф., канд. тех. наук, Київ, 1997. -16с.
- 3 Ковалевский С.В., Колот А.В. Разработка, исследование и оптимизация технологических режимов вибростабилизирующей обработки // "Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем" Сб. статей в 2-х томах. – Краматорск, ДГМА, 1997. – Т1, вып. 7. С.218-221.
- 4 Колот В.А., Колот Л.П., Колот А.В., Ксенофонтов Л.Я., Баргель Г.П. Диагностика деталей и технология автоматизированного вибрационного старения //Ежемесячный научно-технический и производственный журнал "Тяжелое машиностроение", М., 2002. №4. -С. 19-21.
- 5 А. с. 1538949 (СССР). Способ холодной правки нежестких деталей/ Колот В.А., Колот Л.П., Черненко Б.Н., Ксенофонтов Л.Я. - Оpubл. в Б. И., 1990. № 4.
- 6 Сагаличев В.М., Савельев В.Ф. Стабильность сварных соединений и конструкций. – М.: Машиностроение, 1986. – 264 с.

УДК. 621.923

Гусев В.В., Калафатова Л.П., Каракуц И.С., Поколенко Д.В.
ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ СПИД ПРИ ШЛИФОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ФОРМЫ ИЗ СИТАЛЛОВ

In work dynamic properties of technological system are analyzed at grinding large-sized details from brittle nonmetallic materials. Instability of process of processing is connected with affinity of own frequencies of a subsystem "spindle unit of the machine - the adaptation – workpiece" to sources of excitation from a rotating grinding wheel.

Введение

С развитием науки и техники перед современным машиностроением ставится ряд многообразных задач, одна из которых - надежное обеспечение технических характеристик изделий типа конструкций, работающих в широком диапазоне температур, при сложном сочетании переменных силовых и тепловых воздействий, в агрессивных рабочих средах. Часто условия эксплуатации изделий таковы, что для их изготовления невозможно или нерационально использовать металлы. В таких случаях задача решается за счет разработки и внедрения неметаллических материалов. К этим материалам, прежде всего, относятся различные виды технической керамики, включая стеклокристаллическую керамику – ситаллы. Ситаллы обладают комплексом требуемых прочностных и эксплуатационных характеристик, среди которых следует отметить высокую твердость, высокую сопротивляемость сжатию при низкой удельной плотности, термостойкость, устойчивость к силовой напряженности и внешнему гидростатическому давлению. Эти свойства делают хрупкие неметаллические конструкционные материалы наиболее пригодными для применения в условиях агрессивных сред океана и космоса, в самолето- и ракетостроении. Специфика эксплуатации таких изделий предопределяет повышенные требования к точности изготовления и прочностным характеристикам, которые для материалов рассматриваемого класса в значительной степени определяются шероховатостью обработанной поверхности и сведением к минимуму дефектов поверхностного слоя.

Для решения этой проблемы предпринимаются многочисленные шаги: разрабатываются рациональные схемы шлифования [1], изучается влияние эффективности способа правки инструмента на дефектность шлифуемой поверхности изделий из ситаллов [2], анализируется влияние режимов шлифования [1] и физико-механических свойств материала [3] на составляющие силы резания. Но всего этого оказывается недостаточно для

получения требуемых точности и качества обработки крупногабаритных деталей типа оболочек. Это связано с тем, что при разработке технологических процессов (ТП) обработки таких изделий не учитывается динамика процесса шлифования из-за практического отсутствия сведений о влиянии этого фактора на точность и качество обработки изделий аналогичного класса. Для изучения этого процесса необходимо иметь точные данные о состоянии элементов системы СПИД и их влиянии на виброустойчивость системы при обработке конкретных изделий. Поэтому **целью** настоящей работы является определение динамических характеристик основных источников возникновения вибраций при алмазном шлифовании крупногабаритных изделий из ситаллов.

Основная часть

Технологический процесс обработки изделий включает многооперационную обработку шлифованием как наружного, так и внутреннего их контуров на станках типа РТ 66202, оснащенных агрегатной шлифовальной головкой и системой прямого копирования. В статье приведены результаты исследований динамических характеристик системы СПИД при шлифовании наружной поверхности детали, схема которой представлена на рис. 1.

Рисунок 1 – Схема наружной обработки изделия

Особенности обработки изделий рассматриваемого класса из ситаллов в значительной степени обусловлены следующими факторами. Основные размеры изделия: длина до 1,0 м; максимальный диаметр 450...500 мм; толщина стенки заготовки 20 мм при толщине готового изделия 5 мм. На обработку внутреннего контура изделия затрачивается примерно 18-20 часов машинного времени; обработка наружного контура занимает 6-10 часов при значительной доле ручного труда, применяемого на операции чистовой обработки наружного профиля. Эксплуатационные характеристики изделий предполагают соблюдение повышенных

требований по точности и качеству обработки, в частности, обеспечение минимальной глубины дефектности поверхностного слоя, которая определяет продолжительность последующих операций химического травления и упрочнения механически обработанных поверхностей [4].

На операции наружного шлифования обработка ведется в консольно закрепленном приспособлении, имеющем большой вылет (см. рис. 1). В этом случае система СПИД состоит из двух отдельных подсистем: «приспособление – заготовка» и «шпиндель – агрегатная головка – суппорт», которые связаны между собой зоной контакта при резании. Подсистема «шпиндельный узел станка – приспособление – заготовка» характеризуется переменной по длине заготовки жесткостью (от 1,6 Н/мкм у вершины изделия до 50 Н/мкм в цилиндрической части). Жесткость подсистемы «шпиндель - агрегатная головка – суппорт» составляет 4 Н/мкм. Низкая и переменная по длине заготовки жесткость первой подсистемы приводит к динамической неустойчивости процесса резания, наличию вибраций, интенсивность которых меняется в зависимости от места контакта заготовки с инструментом, схемы обработки. Динамическая неустойчивость системы резания отрицательно влияет на точность и качество обработки.

На данном этапе исследований расчетным путем определены динамические характеристики следующих элементов технологической системы: коробки скоростей станка; шпиндельного узла станка с приспособлением; обрабатываемой заготовки с приспособлением.

Для определения причин возникновения автоколебаний были определены динамические характеристики коробки скоростей станка, которые определялись расчетным путем для частоты вращения шпинделя $n_{\partial} = 80 \text{ об/мин}$ – наиболее часто употребляемый при обработке уровень частоты вращения шпинделя. Методика расчета предполагает поэтапное преобразование элементов реальной коробки скоростей в расчетную схему, которая представлена на рис. 2. Здесь I_1 и I_3 – соответственно, эквивалентные моменты инерции ротора двигателя и моменты инерции деталей коробки скоростей и приспособления; e_3 – крутильная эквивалентная податливость элементов коробки скоростей.

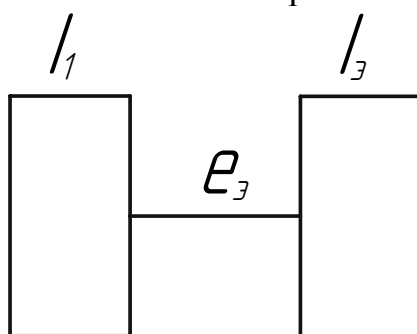


Рисунок 2 – Расчетная схема динамической системы привода вращения заготовки

Эквивалентный момент инерции коробки скоростей рассчитывается по формуле:

$$I_{\text{Э}} = \sum_{i=1}^n I_i',$$

где I_i' – момент инерции элементов коробки скоростей: зубчатых колес, валов, шкивов ременной передачи, приспособления.

Крутильная эквивалентная податливость может быть найдена из зависимости [5]

$$e_{\text{Э}} = \frac{1}{I_{\text{Э}}} \cdot (e_i' \cdot I_i' + (e_i' + \dots + e_n') \cdot I_n'),$$

где e_i' – податливость элементов коробки скоростей: электродвигателя, валов, ременной передачи, шпоночных и шлицевых соединений и т.д.

В результаты расчетов находятся значения собственных частот крутильных колебаний привода коробки скоростей шпинделя станка. Для определения верхней собственной частоты используется формула

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{I_{\text{Э}} + I_1'}{e_{\text{Э}} \cdot I_1' \cdot I_{\text{Э}}}}.$$

Расчеты показывают, что $\omega_{02} = 7.84 \text{ с}^{-1}$. Таким образом, собственное значение крутильной частоты $f_{\text{рас}} = \frac{\omega_{02}}{2 \cdot \pi} = 1.247 \text{ Гц}$.

Полученную нижнюю собственную частоту крутильных колебаний системы сопоставляем с частотой возмущения (т.е. с частотой вращения заготовки).

Для принятых условий частота возмущения определится из зависимости

$$f_{\text{воз}} = \frac{n_{\text{д}}}{60} \cdot k_{\text{ф}},$$

где $n_{\text{д}}$ – частота вращения детали (заготовки), $n_{\text{д}} = 80 \text{ об/мин}$, $k_{\text{ф}}$ – коэффициент формы заготовки.

Для реальных условий (материал заготовки – технический ситалл, характеристик формы, профиля, размеров заготовки, в сочетании с условиями технологии ее изготовления) сечение заготовки близко к эллипсу. В этом случае можно принять, что $k_{\text{ф}} = 2$. Тогда частота возмущающих колебаний будет равна $f_{\text{воз}} = 2.6 \text{ Гц}$.

Система считается устойчивой [5], если $f_{\text{воз}}$ находится в диапазонах:

$$0,7 \cdot f_{\text{рас}} > f_{\text{воз}}; \text{ или } f_{\text{воз}} > 1,3 \cdot f_{\text{рас}}.$$

В нашем случае выполняется условие $f_{воз} > 1,3 \cdot f_{рас}$, то есть $2,6 > 1,625$. Таким образом, можно считать, что в подсистеме «двигатель – коробка скоростей – деталь» не возникают крутильные колебания.

Рассмотрим возможность возникновения изгибных колебаний в упругой системе СПИД, расчетная схема которой показана на рис.3.

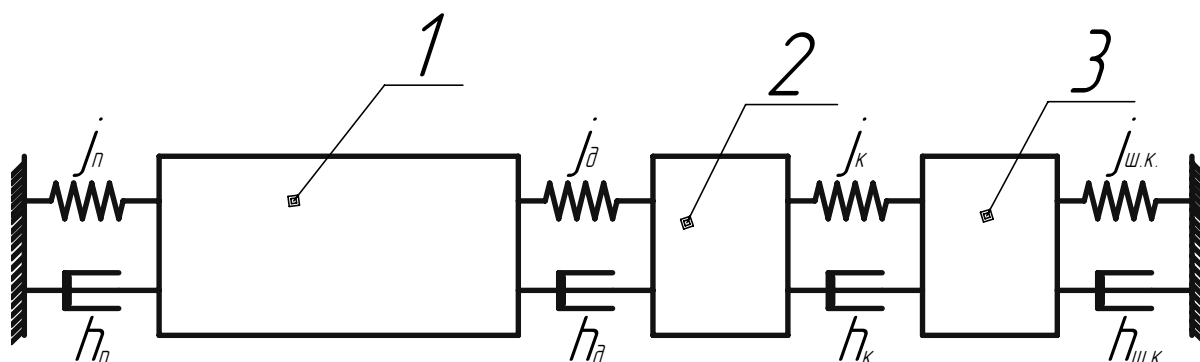


Рисунок 3 – Динамическая модель шлифования,
где 1 – шпиндельный узел с приспособлением; 2 – заготовка;
3 – агрегатная головка со шлифовальным кругом

Шпиндельный узел станка служит для крепления и вращения приспособления с заготовкой, обеспечивая заданное положение их по отношению к другим элементам станка в процессе обработки. Конструктивная форма шпиндельного узла определяется типом и назначением станка, условиями работы шпинделя, способом крепления заготовки, типом подшипников.

Расчет динамических характеристик шпинделя станка производится при помощи специальной программы, реализованной в пакете Mach CAD 2001. При расчете используется метод начальных параметров в соответствии с методикой, описанной в работе [6]. Расчетная схема шпиндельного узла представлена на рис. 4. Расчет динамических характеристик шпинделя осуществляется с учетом приспособления, необходимого для установки детали.

Разработанная программа позволяет построить амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) шпинделя с учетом возбуждающих воздействий со стороны процесса резания и привода. АЧХ шпиндельного узла с учетом массы приспособления и заготовки при воздействии переменной силы резания показана на рис. 5. Амплитуда колебаний измеряется в метрах, а круговая частота – в рад/с.

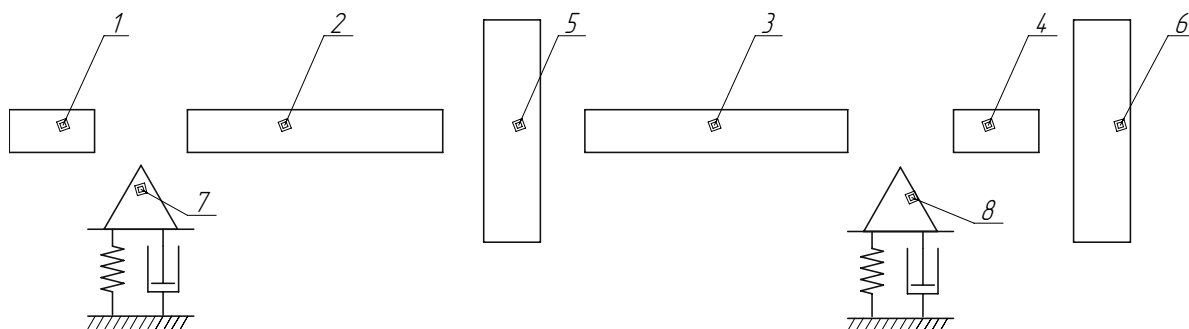


Рисунок 4 – Расчетная схема шпиндельного узла с приспособлением, где 1, 2, 3, 4 –участки шпиндельного узла; 5 – зубчатое колесо, через которое передается вращение на шпиндель; 6 – приспособление; 7, 8 – подшипниковые опоры

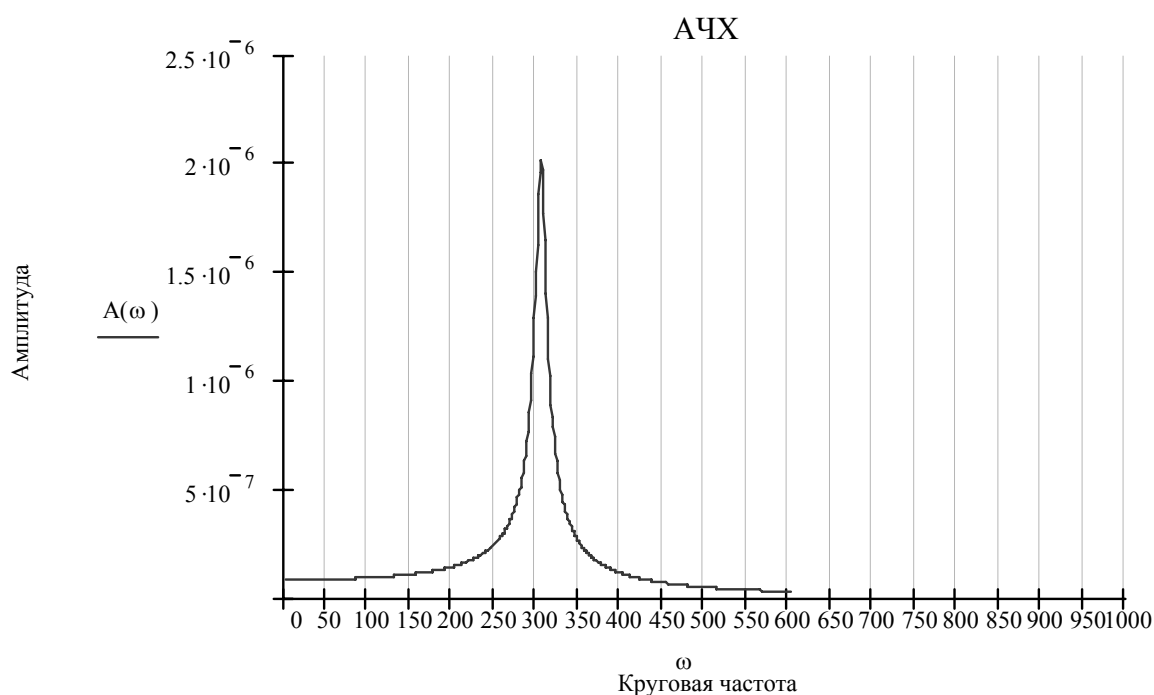


Рисунок 5 – АЧХ шпиндельного узла под воздействием силы резания

Из приведенного графика видно, что нижняя частота собственных изгибных колебаний подсистемы «шпиндельный узел – приспособление - заготовка» $f_{с.ш.}$ равняется $314 \text{ рад}/\text{с}$ или 50 Гц.

Была проведена экспериментальная проверка собственных частот подсистем «шпиндельный узел – приспособление – заготовка» и «шлифовальная головка – суппорт». Собственные частоты колебаний элементов системы СПИД определяли по записи свободных колебаний системы после импульсного возбуждения. Для преобразования механических перемещений в электрические использовали виброметр ВР-2, а запись свободных колебаний производили на осциллографе С7-8.

Экспериментальные значения собственных частот колебаний подсистемы «шпиндельный узел – приспособление – заготовка» составили

соответственно 55 Гц и 123 Гц. Расхождение между расчетом и экспериментальными данными нижней собственной частоты составило 10 %. Нижняя собственная частота шпиндельного узла агрегатной шлифовальной головки 710 Гц.

Частота вращения шпинделя шлифовального круга (ШК) 2900 об/мин, что обеспечивает скорость резания 30 м/с. При установке ШК с биением, которое в производственных условиях достигает 0,06 мм, при обработке возникает источник возбуждения с частотой 48 Гц. На кругломере мод. 290 были получены круглограммы поверхности ШК. На поверхности круга образуются в процессе обработки три волны. В этом случае при шлифовании возникает источник возбуждения с частотой 144 Гц. Это свидетельствует о близости частот возбуждения со стороны ШК с собственными частотами подсистемы «шпиндельный узел – приспособление – заготовка».

Амплитуду автоколебаний и их частоту, возникающую при шлифовании, определяли по слепкам с поверхности заготовки. В зоне контакта заготовки со шлифовальным кругом имели место колебания на двух частотах 60 ± 5 Гц и 123 ± 10 Гц, близких к собственным частотам подсистемы «шпиндельный узел – приспособление – заготовка». Остается до настоящего времени не ясным влияние на возникновение автоколебаний в системе СПИД переменной жесткости заготовки, которая является тонкостенной оболочкой вращения (см. рис.3).

Возможными путями повышения виброустойчивости системы обработки заготовок из ситалла являются: повышение демпфирования зоны контакта за счет ее увеличения при применении более рациональных схем шлифования, применения пассивных и активных демпферов.

Выводы

Таким образом, были проанализированы следующие элементы системы СПИД: коробка скоростей модернизированного станка, шпиндель станка с приспособлением, шлифовальный круг. Результаты расчета и экспериментов показывают следующее. В системе «коробка скоростей – шпиндельный узел – приспособление» не возникают крутильные колебания. При шлифовании шпиндельный узел станка с приспособлением и заготовкой испытывает вибрации, что отрицательно скажется на качестве поверхности детали. Это, прежде всего, связано с нагрузками, действующими со стороны шлифовального круга агрегатной головки. Виброустойчивость системы СПИД вносит значимый вклад в формирование требуемых свойств детали, в частности, на образование дефектного слоя, оказывающего влияние на прочностные характеристики изделия из хрупких неметаллических материалов. Таким образом, анализ элементов системы СПИД дает информацию для проектирования эффективных и рациональных технологических процессов обработки керамики и ситаллов обеспечения качества обработанной поверхности за счет правильного выбора входных параметров технологического процесса.

Дальнейшие исследования в области вибрационных свойств системы СПИД заключаются в анализе детали с приспособлением под действием переменной распределенной нагрузки, установленной экспериментальным путем. Моделирование будет выполняться в двух программных пакетах: Solid Works и ANSYS.

Литература

- 1 Гусев В.В., Калафатова Л.П. Обеспечение эксплуатационных характеристик изделий из конструкционной керамики на стадии их производства // Сучасні технології у машинобудуванні: Збірник наукових статей / За заг. ред. А.І. Грабченка. – Том 2. – Харків: НТУ «ХП», 2006. – С. 334-346.
- 2 Гусев В.В., Калафатова Л.П. Вплив стану робочої поверхні алмазного інструмента на процес шліфування крихких неметалевих матеріалів // Вісник Житомирського державного технічного університету.–№2 (26).– 2003.– С.49-54.
- 3 Гусев В.В. Силы резания и формирование дефектного слоя при алмазном шлифовании керамики // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА. – 2003.- Вип. №13. – С. 70-76
- 4 Калафатова Л.П. Прогнозирование качества поверхностного слоя при обработке изделий из технических ситаллов // Приложение №9 к журналу «Инженерный журнал. Справочник » Инженерия поверхности. – М.: Машиностроение. – 2002. – №9. – С.5-8.
- 5 Расчеты на прочность деталей машин: Справочник / Сост.: И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.
- 6 Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов/Под ред. В.С. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

УДК 621.952.5

Паціора А.П.

АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина

ГОЛОВКА ГЛУБОКОГО РАСТАЧИВАНИЯ ОТВЕРСТИЙ БОЛЬШИХ ДИАМЕТРОВ В УСЛОВИЯХ ЕДИНИЧНОГО И МЕЛКОСЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

The article contains analysis of tools constructions for boring deep holes of big diameters. To proposed new construction of deep boring tools with adjustable supports, which is having the expanded technological opportunities and more high productivity in comparison with analogues.

В современном машиностроении наблюдается тенденция увеличения объёмов производства деталей с глубокими отверстиями. При этом всё чаще предъявляются высокие требования к точности и качеству обработанной поверхности, что приводит к высокой трудоёмкости процесса, а, следовательно, значительно повышает себестоимость продукции в целом [1]. Особое место в обработке глубоких отверстий занимает глубокое растачивание отверстий большого диаметра. В практике НКМЗ наиболее часто производится обработка глубоких отверстий диаметрами до 500 мм при длине до 10000 мм, однако встречаются детали с глубокими отверстиями диаметром до 1000 мм и длиной свыше 10000 мм. Обработка таких отверстий требует специальных дорогостоящих оборудования, инструмента и оснастки [2].

Уникальность всего процесса обработки в целом обуславливает довольно узкий круг производителей инструмента и оснастки. Ведущими фирмами-производителями инструмента для растачивания глубоких отверстий большого диаметра на сегодняшний день являются «Sandvik Coromant» и «Botek». На рис. 1 представлены расточные головки, предлагаемые фирмой «Sandvik Coromant» для растачивания отверстий диаметрами свыше 150 мм [3].

Головка на рис. 1, а не имеет возможности регулирования на обрабатываемый диаметр, что в условиях мелкосерийного и единичного производства ведёт к расширению номенклатуры и росту затрат на инструмент.

Головки на рис. 1, б и в хотя и регулируемые, однако диапазон регулирования головки на рисунке 1 б сильно ограничен и осуществляется в пределах нескольких миллиметров, а регулирование головки на рисунке 1 в громоздкое, поскольку предполагает использование прокладок на каждый новый размер, что опять же требует широкой номенклатуры комплектующих.

Кроме того, головки, представленные на рис. 1 *а* и *в*, реализуются как специальные, что обуславливает их высокую стоимость, а использование конструкций с малым диапазоном регулирования в условиях мелкосерийного и единичного производства требует высоких расходов на инструмент.

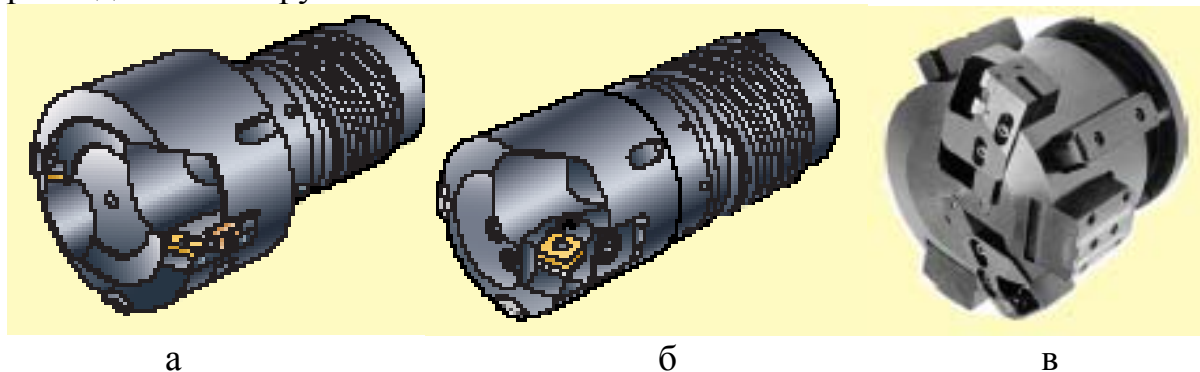


Рисунок 1 – Головки фирмы «Sandvik Coromant» для глубокого растачивания отверстий диаметрами свыше 150 мм: *а* – нерегулируемая головка T-MAX 424.32 для глубокого растачивания отверстий диаметром свыше 75 мм; *б* – регулируемая головка T-MAX 424.31 для глубокого растачивания отверстий \varnothing 65 – 278,99 мм; *в* – регулируемая головка T-MAX 424.31 для глубокого растачивания отверстий диаметром свыше 100 мм.

В практике отечественных предприятий в большинстве случаев глубокое растачивание отверстий больших диаметров осуществляется нерегулируемым инструментом (рис. 2), направляющие которого изготавливаются из дерева. На рисунке изображён корпус 1 расточной головки с окнами 3 под расточные резцы и четырьмя направляющими 2. В процессе работы такие направляющие притираются на необходимый диаметр растачивания.

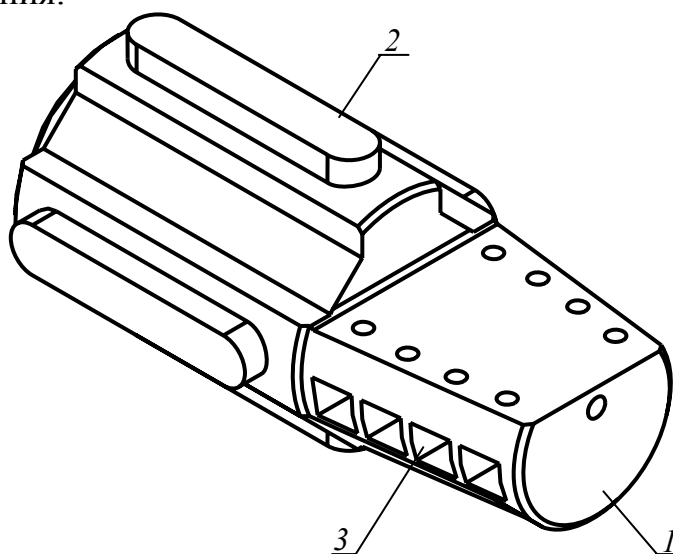


Рисунок 2 – Расточная головка старой конструкции с деревянными направляющими

Данный инструмент имеет низкую производительность и точность обработки, что связано с быстрым износом деревянных направляющих. Износ направляющих приводит к потере жёсткости, возникновению вибраций, следствием чего является выкрашивание режущих кромок резцов, неудовлетворительная шероховатость и точность обработанной поверхности, что особенно проявляется при больших глубинах обработки, где к тому же возникает конусообразность в связи с износом инструмента.

Вследствие вышеперечисленного, данная конструкция может быть применена исключительно при грубой обработке отверстий с точностью 10-й квалитет и грубее при шероховатости не ниже Ra 6,3, что предполагает дальнейшую окончательную обработку с усложнением техпроцесса.

Такие недостатки указывают на недопустимость использования данной конструкции в условиях современного производства, когда себестоимость технологического процесса в прямой мере влияет на конкурентоспособность продукции.

Известны расточные головки [4], [5], в пазах корпуса которых установлены радиально регулируемые направляющие планки для центрирования по обработанному участку отверстия.

Например, на рисунке 3 изображена расточная головка [4], отличительной особенностью которой есть то, что опорный стакан 2, размещённый в корпусе 1, снабжён механизмом регулирования его положения относительно оси и стенок обрабатываемого отверстия. Этот механизм выполнен в виде опорного клина 3, кассеты 6, несущей направляющую опору 5, и регулировочного винта 4. Опорный клин 3 и кассета 6 взаимодействуют по наклонным поверхностям, благодаря чему, при перемещении вдоль оси опорного клина 3 осуществляется радиальное регулирование направляющей опоры 5. Осевое перемещение опорного клина 3 осуществляется вращением винта 4. Кроме того, в корпусе 1 расточной головки под углом 180° к опорам 3 расположены опоры 7, снабжённые пружинящими механизмами 8, предназначенными для постоянного поджима опор 7 к поверхности обрабатываемого отверстия. Недостатком этой головки является узкий диапазон регулирования, ограниченный углом наклона опорного клина 3, а также малой величиной его хода. Кроме того, отсутствие какого-либо крепления кассеты 6, несущей направляющую опору 5, обуславливает их низкую жёсткость, что значительно сужает технологические возможности инструмента и производительность обработки.

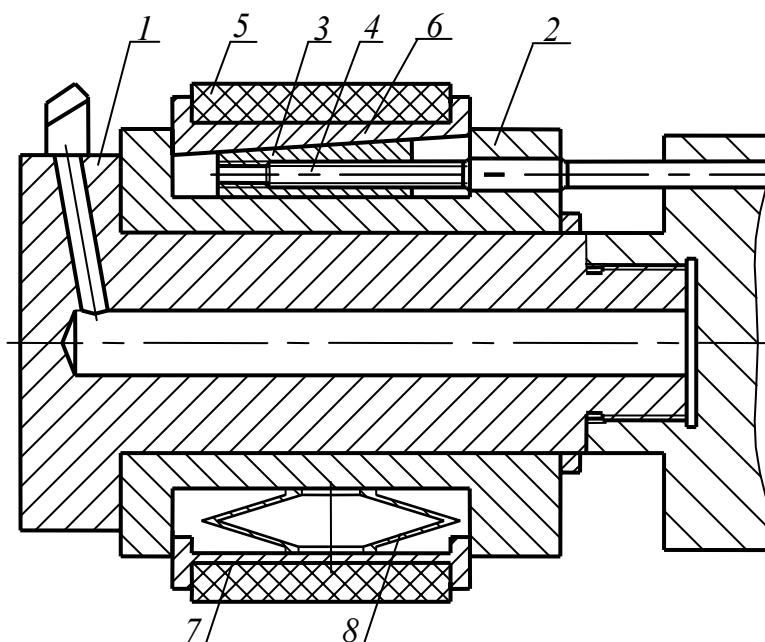


Рисунок 3 – Головка глубокого растачивания с механизмом радиальной регулировки направляющих опор

Таких недостатков лишена расточная головка [5], изображённая на рисунке 4. Данная конструкция отличается от известных тем, что между радиально регулируемыми направляющими планками 2 установлены распорные планки 5, перемещаемые в радиальном направлении посредством плавающего клина 4, размещённого в корпусе 1. К плавающему клину 4 присоединены приводные планки 6, охватываемые Т-образными пазами распорных планок 5. Для осевого перемещения клина к нему присоединена тяга 7. Регулирование направляющих планок 2 осуществляется клиньями 3 при вращении винтов 8

В процессе растачивания после входа направляющей части расточной головки в зону обработанного участка отверстия осевым перемещением клиновых опор 3 направляющие планки 2 разводятся до соприкосновения с поверхностью отверстия. Затем осевым перемещением плавающего клина 4 тягой 7 распорные планки 5 радиально перемещаются приводными планками 6 до поджатия направляющих планок 2 в тангенциальном направлении, что обеспечивает необходимую жёсткость направляющей части расточной головки. Для подналадки расточной головки на другой размер распорные планки 5 отжимаются перемещением плавающего клина 4 в обратном направлении. Таким образом, в значительной степени устраняются недостатки традиционной конструкции, приведенной на рисунке 2, а также, частично, расточной головки [4].

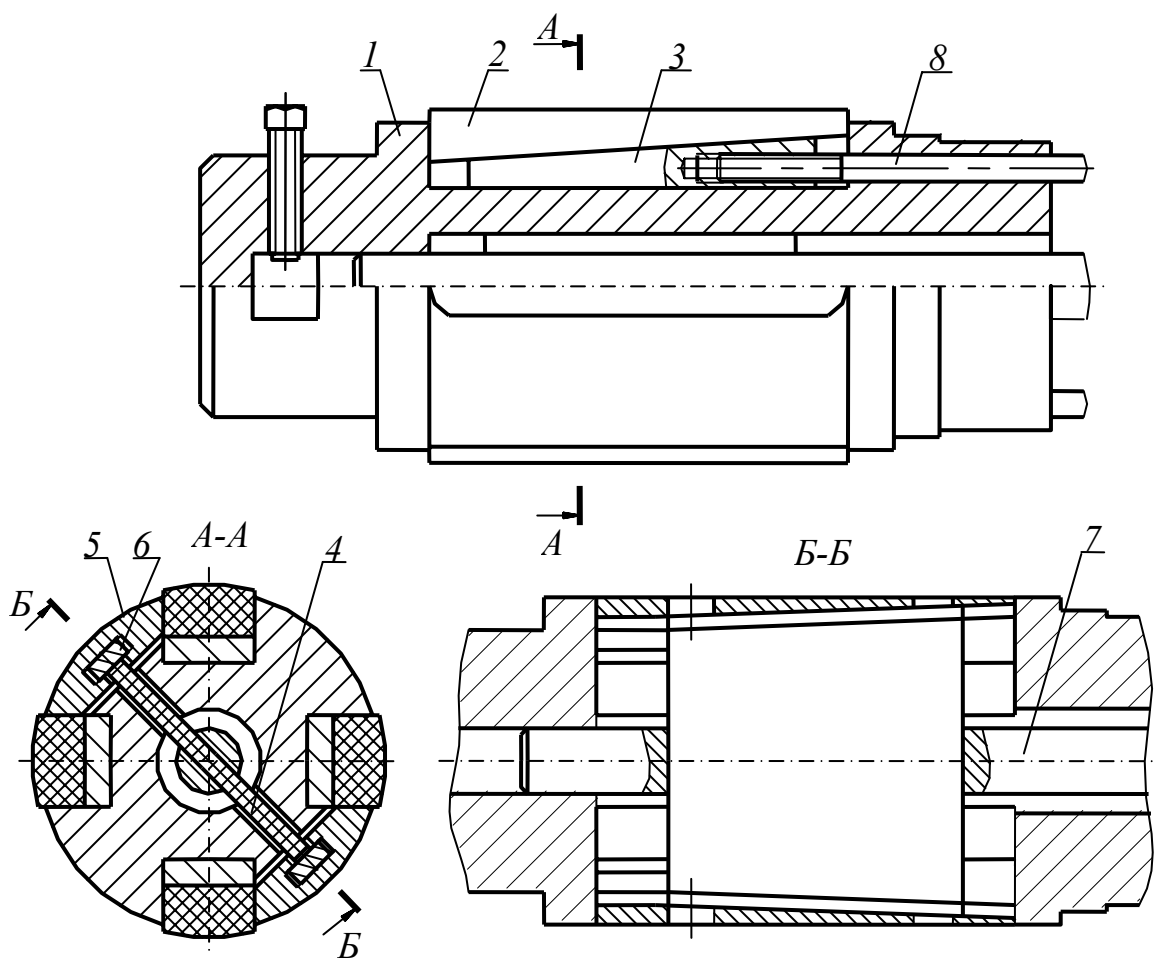


Рисунок 4 – Головка глубокого растачивания с механизмом тангенциальной фиксации направляющих опор

Недостатком конструкции [5], приведенной на рисунке 4, является малый диапазон регулирования, ограниченный углом наклона клина 3 и длиной его хода, что не позволяет обрабатывать отверстия в широком диапазоне диаметров. Кроме того, при работе возможен перекос направляющей планки 2 на опорном клине 3 при её контакте со стенками обрабатываемого отверстия, что приводит к необходимости работы на малопродуктивных режимах. Во избежание этого длина опорного клина 3 должна быть максимально приближена к длине направляющей планки 2, что уменьшает величину хода клина 3 в пазу корпуса 1, тем самым, сокращая диапазон регулирования. Кроме того, значительное ограничение на диапазон регулирования и производительность обработки накладывает механизм закрепления направляющих планок 2. С увеличением диапазона регулирования уменьшается площадь контакта боковых поверхностей направляющих планок 2 с распорными планками 5. Вместе с тем увеличивается длина вылета направляющих планок 2 относительно точки закрепления, что снижает жёсткость опор и приводит к ограничению диапазона регулирования, снижению производительности и

качества обработки. Помимо этого продольная прорезь в корпусе 1 головки, в которую установлен плавающий клин 4, несущий приводные планки 6, снижает жёсткость и прочность инструмента.

Нами спроектирована новая головка для глубокого растачивания отверстий Ø250-380 мм (рис. 5).

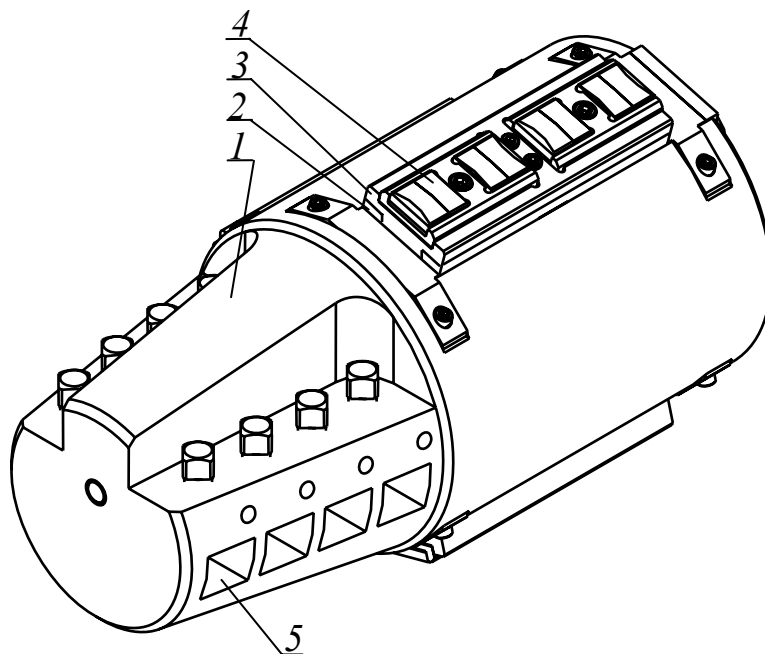


Рисунок 5 – Расточная головка с регулируемыми направляющими

Отличительной особенностью конструкции является наличие встроенных механизмов радиального регулирования и фиксации трёх сборных направляющих 2, установленных в корпусе головки 1. Механизмы регулирования позволяют осуществить тонкую настройку диаметра головки за счёт перемещения направляющих в пределах 15 мм. Переналадка на другой диапазон регулируемых размеров осуществляется комплектом сменных вставок 3.

Такая концепция регулирования позволяет настраивать диаметр направляющих головки непосредственно на станке по заранее расточенному заходному отверстию, либо с точностью до 0,01 мм на специальном настроечном стенде вне станка. В корпусе 1 головки выполнены отверстия 5 под расточные резцы. Направляющие головки выполнены по модульному принципу – со сменными твердосплавными пластинами 4, что позволяет осуществить их быструю замену в случае полного износа. При частичном износе твердосплавных пластин 4, возникшие зазоры между ними и обрабатываемой поверхностью устраняются тонкой регулировкой посредством механизмов регулирования.

Приведём некоторые технические характеристики новой расточной головки:

- диаметр растачивания 250-380 мм;
- достигаемая точность обработки IT8;
- достигаемая шероховатость Ra3,2;
- диапазон регулирования диаметра по направляющим, 295-380 мм;
- диапазон тонкой регулировки диаметра по направляющим при помощи механизма регулирования 0...15 мм;
- грубая настройка на заданный диаметр по направляющим осуществляется комплектом сменных вставок;
- подвод СОЖ внутренний;
- число резцов 4;
- максимальный припуск на диаметр за проход, 100 мм.

В качестве резцов в ходе испытаний применены расточные резцы с углом в плане 60° со сменными неперетачиваемыми пластинами фирмы «Sandvik Coromant» марки SCMT 120412-PR 4035 и S-SCMT 250924-R1 4025.

Разработанная конструкция обеспечивает:

1 рост производительности в 3-4 раза по сравнению с головкой старой конструкции, приведенной на рис. 2;

2 сокращение времени и затрат на подготовку инструмента;

3 повышение качества обработки глубоких отверстий с достижением шероховатости Ra 3,2 и ниже;

4 увеличение стойкости твердосплавных режущих пластин, благодаря достижению оптимальных для твёрдого сплава скоростей резания;

5 снижение числа выкрашиваний и поломок режущих пластин в связи с увеличением жёсткости инструмента.

6 В настоящий момент проводится патентование разработанной конструкции.

Таким образом, проанализированы существующие конструкции инструмента для глубокого растачивания отверстий большого диаметра, показаны особенности процессов глубокого растачивания в условиях единичного и мелкосерийного производств, когда высокая стоимость инструмента для глубокого растачивания отверстий больших диаметров обуславливает повышение себестоимости технологического процесса.

Решением проблемы является создание конструкции головки глубокого растачивания с возможностью регулирования диаметра направляющих, что значительно снизит номенклатуру инструмента, а следовательно и затраты на подготовку производства в целом. Между тем существующие конструкции головок глубокого растачивания имеют

малый диапазон регулирования, либо вообще предназначены для обработки отверстий одного диаметра. Кроме того, некоторые рассмотренные конструкции имеют недостаточную жёсткость направляющих, что в значительной степени ограничивает режимы обработки.

Представлена новая головка глубокого растачивания с твердосплавными направляющими, обладающая широким диапазоном регулирования и механизмом надёжного крепления направляющих, благодаря чему устранены недостатки известных конструкций, в связи с чем, данный инструмент обеспечил повышение производительность глубокого растачивания с одновременным расширением технологических возможностей.

В перспективе целесообразны дальнейшие испытания расточной головки на деталях с различной точностью и шероховатостью с целью отработки режимной части и усовершенствования отдельных узлов. Предполагаются дальнейшие исследования с целью выявления зависимостей износа твердосплавных направляющих от характеристик обрабатываемых материалов, режимов резания, глубин расточки, а также проведение мероприятий по дальнейшему снижению износа направляющих, в том числе и доработка конструкции.

Литература

- 1 Уткин Н.Ф. Обработка глубоких отверстий. - Л.: Машиностроение, 1988 - 268с.
- 2 Троицкий Н.Д. Глубокое сверление. - Л.: Машиностроение, 1971-276с.
- 3 Каталог инструмента фирмы Sandvik Coromant.
- 4 А. С. №248440 СССР МПК В23б 29/03, кл. 49а, 57. Расточная головка/ №1239739/25-8; Заявлено 12.05.1968; Оpubл. 10.07.1969, Бюл. №23).
- 5 А.С №416173 СССР, МПК В23б 29/03. Расточная головка/ №1701137/25-8; Заявлено 27.9.1971; Оpubл. 25.02.1974, Бюл. №7)

УДК 621.9

Кроль О.С.

СНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

The new toolbox of the rational choice of the design decisions is considered on base parallel generation design alternatives and systems of the preferences designer. Logic of the rational choice on example of the problem of the designing the work spindle's nodes on bearing is realized

Шпиндельные узлы металлорежущих станков являются основными формообразующими агрегатами, предопределяющими выходное качество и конкурентоспособность проектируемого оборудования. Существует большое разнообразие конструкций ШУ монтируемых на подшипниках качения различных типов. Постоянно повышаются требования к показателям качества ШУ на подшипниках качения [1]. Так быстроходность $d \cdot n_{max}$ должна достигать $(0,8...1,0) \cdot 10^6$ мм/мин, погрешность вращения менее 0,2...0,3 мкм, долговечность не менее 5000 час для особобыстроходных и не менее 10000 час – для быстроходных.

Системный подход (комплексность, многовариантность, возвратный характер и другие признаки) к проектированию лежит в основе современной методологии создания станков.

В ряде работ [2, 3] используется усовершенствованная логика традиционного процесса проектирования (последовательность актов анализа, синтеза и принятия решений), которая основана на распараллеливании проектных задач, использовании модульного принципа и декомпозиции вида проектных работ. Ввод циклической и параллельно-циклической стратегии проектирования включает как параллельные этапы так и альтернативные этапы, позволяющие видоизменять стратегию в соответствии с исходом предыдущих этапов.

Вместе с тем предлагаемая выше логика усовершенствования не затрагивает вопросы взаимодействия генерируемых проектных вариантов и критериев эффективности(системы приоритетов) для выбора компромиссного варианта конструкции ШУ.

Особенности взаимодействия компонентов процесса проектирования представлены в работах [4, 5]. На базе предлагаемой методологии рационального выбора [4] и инструментария реализации этой методологии [5] предлагается модифицированная схема выбора ШУ на опорах качения (рис.1). В этом случае процесс выбора проектных альтернатив (вариантов ШУ как технической системы ТС) не сводится к оценке и сравнению имеющихся вариантов, а состоит в одновременном (параллельном)

конструировании двух компонентов схемы выбора: Представлений о вариантах ШУ и Представлений о предпочтениях проектанта. А разрешение противоречия [4] между системой предпочтений и свойствами рассматриваемых проектных альтернатив (ограничение задачи путем учета только существенных свойств зависит от тех предпочтений, которыми мы собираемся воспользоваться) практически будет связано с вводом так называемой «процедуральной» модели (рис.1) [6].

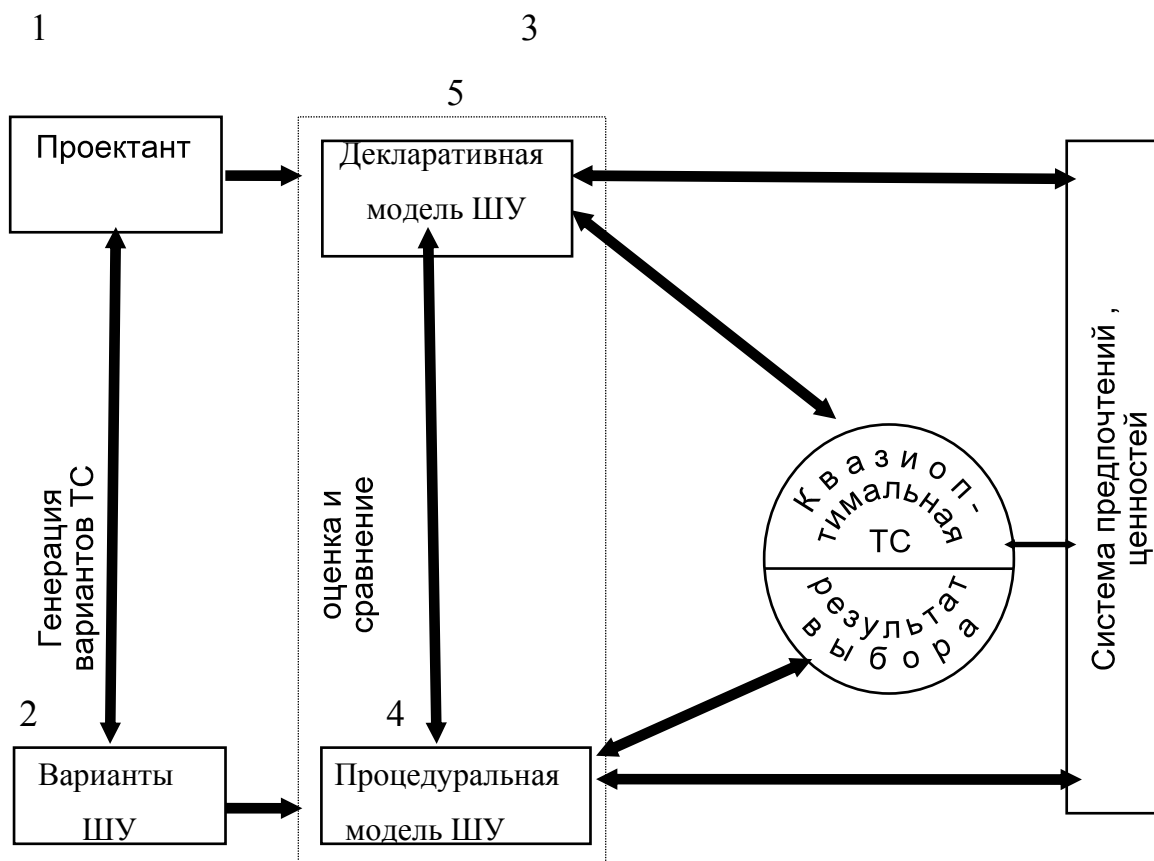


Рисунок 1 – Модифицированная схема выбора проектных альтернатив

В соответствии со схемой рационального выбора осуществим формирование проектных альтернатив на базе известных 9-ти типовых схем ШУ [7]. Уже на этапе выбора типа опор (качения, скольжения, гидростатические и др.) необходима информация о критериях выбора, которые формируются в зависимости от свойств различных вариантов на уровнях декларативной и процедуральной моделей. На этом начальном этапе к декларативным знаниям относятся данные о типовых схемах подшипников качения, достаточные для построения процедуральной модели. Так для станков фрезерно-сверлильно-расточной группы к данным декларативной модели будут отнесены требования технического задания, касающиеся жесткости (статическая грузоподъемность не ниже 20000 Н), надежности (номинальная долговечность более 10000 часов) и быстроходности ($d \cdot n_{max} = (4,5 \dots 6,0) \cdot 10^5$ мм/мин).

На следующем этапе осуществляется выбор по признаку направления действия, воспринимаемой нагрузкой. Комбинированный характер нагружения многооперационных станков предполагает применение радиально-упорных подшипников, которые обеспечивают компромисс «скорость-жесткость». На этом же этапе построение декларативной модели осуществляется выбор серии, например BS, V, E-SE, ED серии SNFA. Причем для этих серий подлежит уточнению структурные характеристики опор (количество и характер размещения). Все чаще в конструкциях ШУ используются схемы соединений типа «дуплекс», «триплекс», «кварто» и др.

Увеличение жесткости ШУ непосредственно зависит от наличия и величины предварительного натяга. При формировании множества проектных альтернатив решаются вопросы конструкции, монтажа и величины предварительного натяга.

Увеличение исходного набора проектных вариантов может происходить за счет различного вида монтажа подшипниковых опор, выбора способа смазки и вида уплотнений.

Таким образом, на первой стадии рационального выбора реализуется 9-ти этапная процедура формирования проектных альтернатив (рис.2) при генерировании которых практически нет необходимости пользоваться количественными оценками. Вместе с тем на этом этапе надо учитывать запретные сочетания, например монтаж опор типа «дуплекс-тандем» из различных подшипников и др. Определение запретных сочетаний осуществляется путем взаимодействия двух компонентов схемы рационального выбора (рис.1): «Варианты шпиндельного узла» - «Система предпочтений».

Необходимо отметить, что упомянутый выше критерий выбора (динамическая грузоподъемность) является результатом еще одного акта принятия решений – на множестве критериев выбора. В свою очередь последний решается путем обмена информацией с компонентами схемы – «Декларативная модель» - «Процедуральная модель».

На базе разработанного алгоритма рационального выбора (рис.2) была предложена перспективная конструкция высокоскоростных опор ШУ многооперационного станка типа СФ68ВФ4 (фрезерно-сверлильно-расточной станок с ЧПУ). Эта конструкция состоит из сдвоенных радиально-упорных подшипников, дуплексированных по схеме тандем, характеризующихся значениями :

- осевого прогиба $\delta_{aT} = 5,9$ мкм, соответствующего силе предварительного натяга $P_H = 460$ Н.
- осевой жесткости симметричной опоры $j_{aT} = 3,7 \cdot 10^5$ Н/мм. При этом достижимая осевая жесткость на 10% выше чем по схеме DX.
- общей осевой деформации (натяга), равной $\Delta_T = 0,0074$ мм;
- величиной быстроходности, которая возрастает до значений $d \cdot n_{max} = 455000$ мм/мин. Это предполагает переход от консистентной смазки к естественной циркуляции с маловязкими маслами.

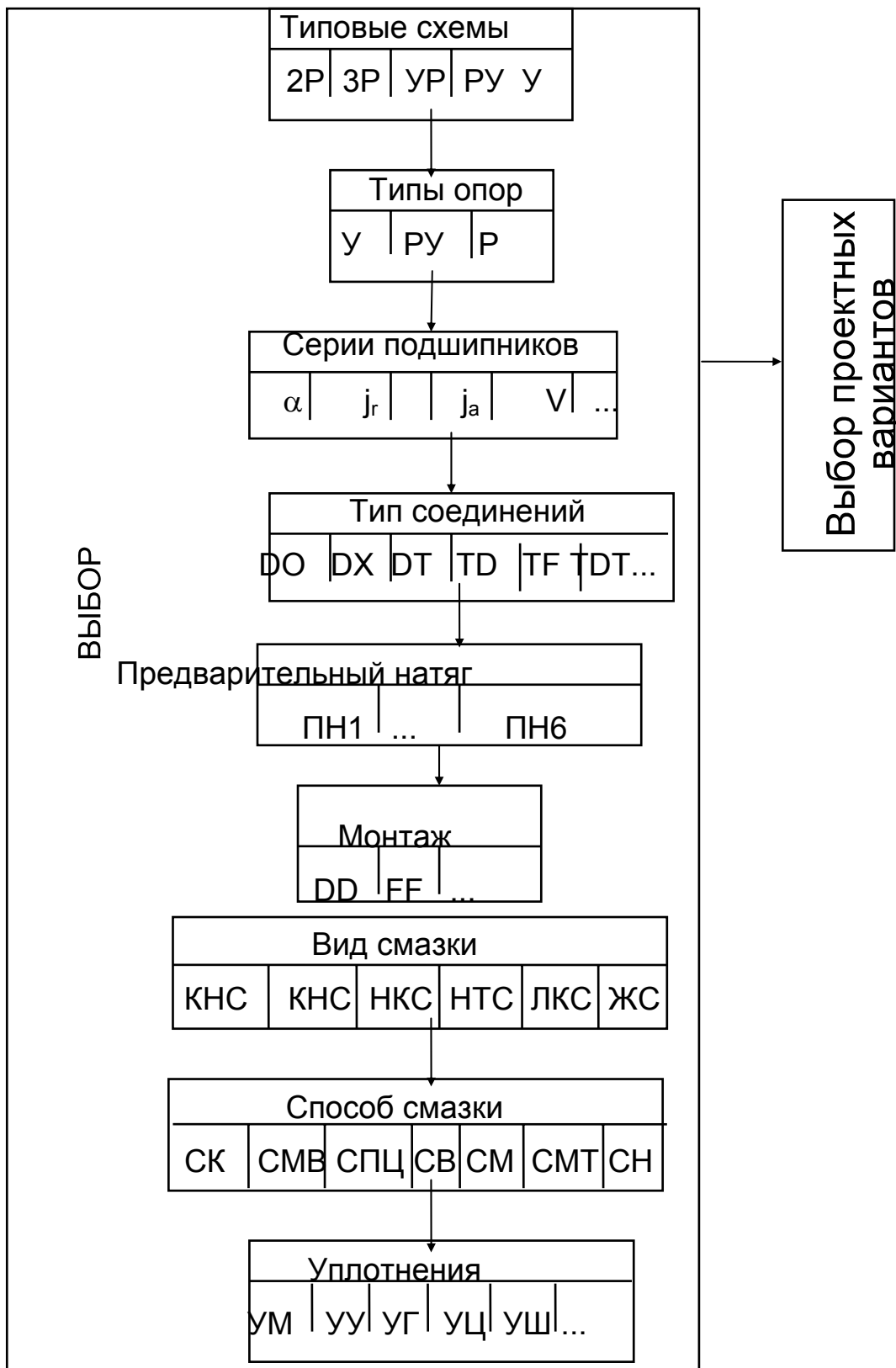


Рисунок 2 – Формирование проектных альтернатив

Расчет предложенной конструкции опор ШУ произведем в САПР WinMachine (рис.3) с помощью модуля расчета и проектирования неидеальных подшипников (с учетом погрешностей его изготовления).

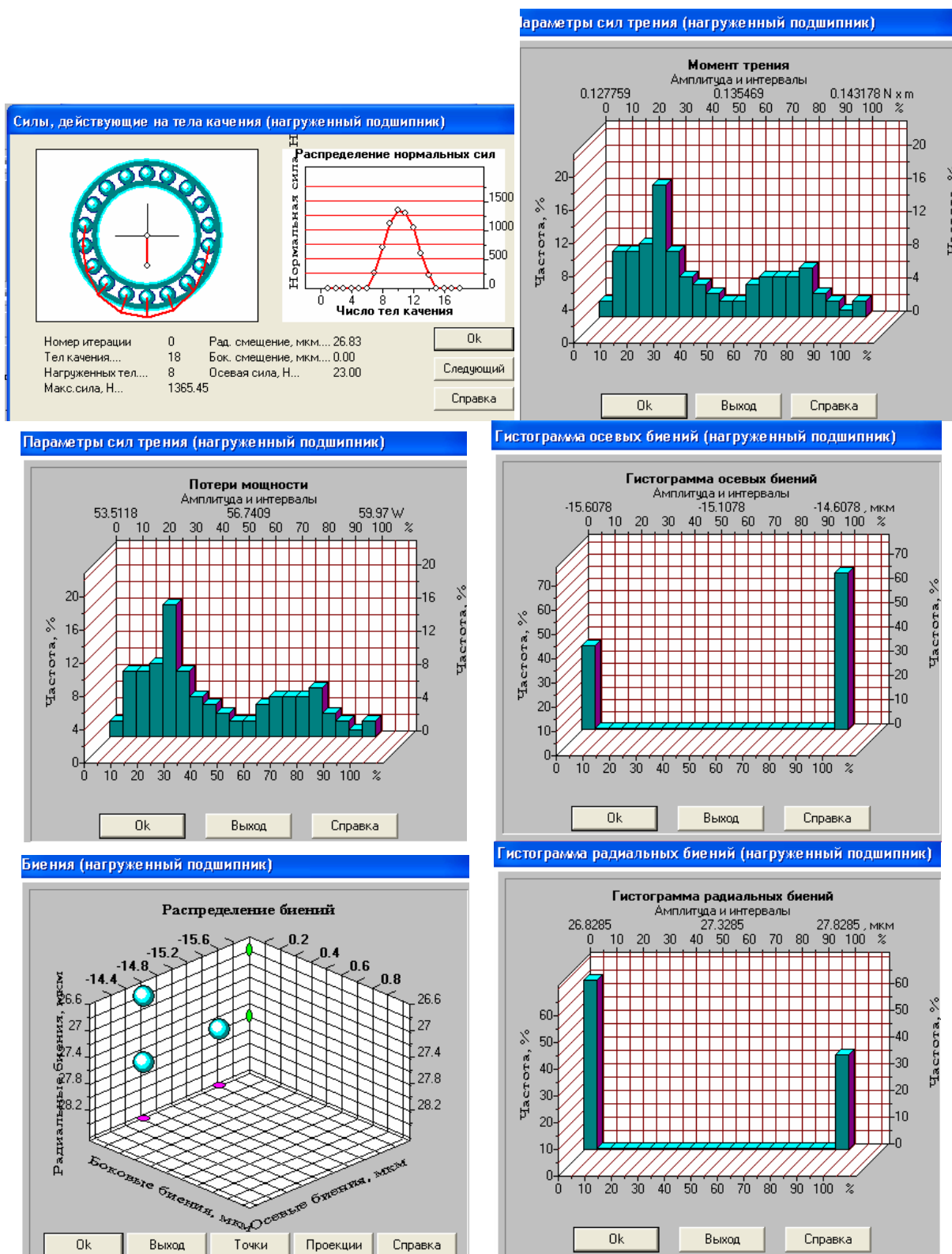


Рисунок 3 – Расчет радиально-упорных подшипников в САПР WinMachine

Использование инструментария рационального выбора, обеспечивает эффективную процедуру многовариантного проектирования с возвратным характером, делая целенаправленным процесс анализа, синтеза и принятия решений.

Литература

- 1 Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справ очник – учебник. В 3-х т. Т2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков/ Под общ. Ред. А.С. Проникова. – М.: Уздательство МГТУ им. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
- 2 Пуховский Е.С. Математическое моделирование процесса технологического проектирования станочных систем // Технология и автоматизация машиностроения. – 1991.- Вып.47. – с.77-87.
- 3 Аверьянов О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
- 4 Емельянов С.В., Напельбаум Э.Л. Системы, целенаправленность, рефлексия // Системне исследования. Методологические проблемы. Ежегодник 1981. – М.: Наука, 1981.- с. 7-38.
- 5 Кроль О.С. Инструментальные средства рационального выбора технологических систем механообработки // Вестник НТУ Украины „Киевск. Политехн. Ин-та. Машиностроение. Вып.32, 1997. – с. 157-161.
- 6 Попов Э.В., Фирдман Г.Р. Алгоритмические основы интеллектуальных роботов и искусственного интеллекта.-М.: Наука, 1976.- 456 с.
- 7 Бальмонт В.Б., Горелик И.Г., Фигатнер А.М. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов. – М.: ВНИИТЭМР, вып.1.-1987.-52 с.

УДК 621.9.06

Рогов В.А., Позняк Г.Г., Соловьев В.В.

РУДН, г. Москва, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СТОЙКИ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ПРОШИВОЧНОГО СТАНКА

In the article the developed computer model, allowing to imitate excitation of vibrations casual power influence on models proof executed from different materials is shown.

Введение

Ультразвуковые станки (УЗС) находят все более широкое применение в технологии обработки изделий из композиционных и особо твердых и хрупких материалов, плохо поддающихся традиционным методам резания, особенно при изготовлении отверстий и полостей различной формы.

Силы резания при прошивке отверстий невелики, и станины таких станков, в частности стойки, выполняются в виде тонкостенных коробчатых деталей. Однако при этом не учитывается то обстоятельство, что кроме основной частотной составляющей (ультразвуковых колебаний индентора с частотой 16-20 кГц), в зоне обработки вследствие хрупкого разрушения обрабатываемого материала заготовки путем выкалывания зерен из его структуры возникают силы, имеющие широкий спектр колебаний в диапазоне 15...2000 Гц [2]. Это приводит к тому, что в конструктивных элементах УЗС возникают вынужденные колебания, причем преимущественно на частотах, близких к их собственным. Как показывают экспериментальные исследования, наиболее существенный вклад в относительные колебания индентора и заготовки в плоскости, перпендикулярной направлению ультразвуковых колебаний, вносят изгибные колебания станины. Это приводит к «разбиению» получаемого отверстия и ухудшению качества поверхности его стенок.

Была поставлена задача разработки математической модели станины с целью компьютерного анализа направлений совершенствования конструкции и выбора материала станины для улучшения ее динамического качества. При решении этой задачи целесообразно, учитывая результаты экспериментальных исследований колебаний узлов УЗС, ограничиться двумя первыми формами колебаний стойки в плоскости, перпендикулярной фронту станка, и одной (первой) формой колебаний в плоскости, параллельной фронту [2, 4].

Основная часть

Стойка представляет собой коробчатую форму, по высоте состоящую из двух участков – прямоугольного параллелепипеда у основания и

сужающейся кверху части с боковыми стенками в виде трапецеидальной призмы (рис. 1). Для расчета деформаций и частот колебаний стойки представим статическую и динамическую модели в виде упругого безынерционного стержня с сосредоточенной массой на свободном конце. Адекватность моделей и реального объекта обеспечивается тем, что параметры уравнения изогнутой оси при изгибе стержня рассчитываются по теории упругости, а приведенная масса груза - из условия равенства кинетической энергии при колебаниях объекта и модели.

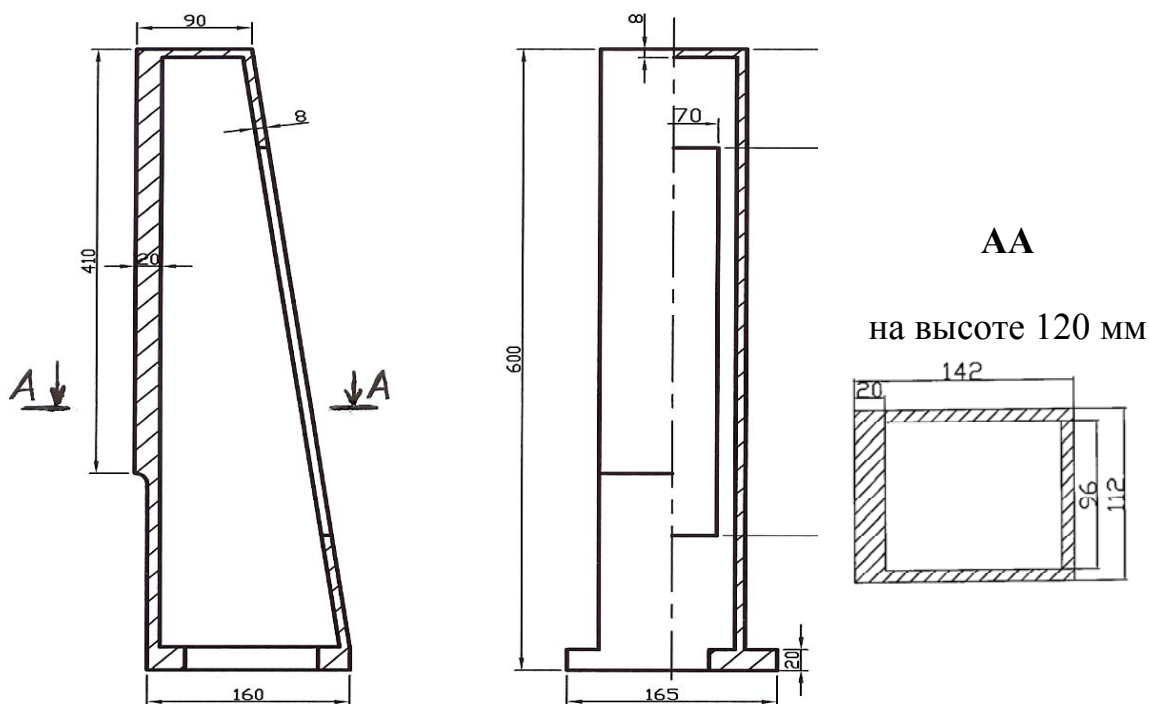


Рисунок 1 – Станина УЗС

Уравнение изогнутой оси балки с заделанным концом при постоянном по длине прямоугольном сечении имеет вид [3]:

$$y(i) = \frac{Pz(i)^3}{6EI} - \frac{Pl^2 z(i)}{2EI} + \frac{Pl^3}{3EI} \quad (1)$$

где: $y(i)$ – перемещение i -ой точки балки в направлении, перпендикулярном оси Z ; P – сила, приложенная к свободному концу балки перпендикулярно оси Z ; $z(i)$ – расстояние i -ой точки от точки приложения силы; l – длина балки; E – модуль упругости материала балки; I – момент инерции сечения балки.

Применим формулу (1) для балки полого сечения трапецеидальной формы, введя переменный по длине балки момент инерции:

$$y(i) = \frac{P}{E} \left(\frac{z(i)^3}{6I(i)} - \frac{l^2 z(i)}{2I(i)} + \frac{l^3}{3I(i)} \right), \quad (2)$$

Момент инерции в i -ом сечении подсчитываем по формуле:

$$I(i) = \frac{b_1(i)h_1^3(i) - b_2(i)h_2^3(i)}{12}, \quad (3)$$

где b и h – ширина и высота сечения балки, а индексы 1 и 2 означают соответственно наружные и внутренние размеры сечения.

Аналогично представляются и уравнения изгиба оси балки, происходящего в результате поворота сечений. Теоретический анализ колебаний станины значительно упрощается, если рассматривать только формы колебаний, соответствующие первым гармоникам спектра собственных колебаний, то есть формам колебаний, соответствующим упругим линиям при статическом нагружении (так как именно на этой гармонике наблюдаются наибольшие амплитуды колебаний).

Для численного решения задачи мысленно разбиваем стойку по вертикальной оси на большое число сечений, размеры которых легко рассчитываются по данным рис. 1.

Рассчитаем приведенную массу модели при изгибе из указанного выше условия (равенства кинетических энергий в колебательном движении реальной стойки и расчетной модели):

$$\frac{M_{np} \dot{y}_l^2}{2} = \int_0^l \frac{\rho s(z) \dot{y}^2(z) dz}{2}, \quad (4)$$

где: M_{np} – приведенная масса стойки; \dot{y} – скорость верхней точки стойки при колебаниях; $s(z)$ – площадь сечения стойки на расстоянии z от основания; ρ – плотность материала стойки; $\dot{y}(z)$ – скорость участка dz в колебательном процессе.

Так как исходим из условия равенства частоты собственных колебаний ω_0 стойки и расчетной модели, можно записать для амплитудных значений скорости:

$$\dot{y}^2(z) = y^2(z) \omega_0^2 \quad \text{и} \quad \dot{y}_l^2 = y_l^2 \cdot \omega_0^2 \quad (5)$$

Подставляя (5) в (4) и заменяя интегрирование суммированием по малым участкам Δz , после соответствующих преобразований получим:

$$M_{np} = \int_0^l \frac{\rho s(z) y^2(z) \cdot dz}{y_l^2} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i y_i^2}{y_l^2}, \quad (6)$$

где: M_{np} – приведенная масса; m_i – масса сечения i -го участка стойки; y_i – перемещение середины i -го участка сечения стойки; n – число расчетных участков ($n = l / \Delta z$).

Теперь можно рассчитать частоту собственных колебаний стойки переменного сечения – для этого находим перемещение свободного конца стойки по формуле (1) и применяем выражение для одномассовой системы с постоянной жесткостью:

$$f_{0,расч.} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{y_{l,ед.} M_{np}}}, \quad (7)$$

где: $y_{l,ед.}$ – перемещение свободного конца при приложении единичной силы.

Для того чтобы убедиться в правильности предложенной методики расчета частоты собственных колебаний, был проведен расчет для прямоугольного бруса сплошного постоянного сечения по известной формуле теории колебаний [1] и по формуле (7). Для указанных условий расчетная частота собственных колебаний составила: по классической формуле – 1467 Гц, по предложенной методике – 1485 Гц, т.е. расхождение составляет около 1,2%.

В результате выполненных расчетов были получены следующие значения приведенной массы модели стойки из алюминиевого сплава для изгибной формы колебаний, коэффициента жесткости и частоты собственных колебаний:

$$M_{np}^y = 0,889 \text{ кг}, C_y = 3,78 \cdot 10^6 \text{ Н/м}, f_0^y = 1038 \text{ Гц.}$$

Аналогичным путем производились расчеты для крутильных колебаний, т.е. для формы колебаний, связанной с угловым поворотом сечений стойки. В формулах (1)...(7) производилась замена переменной y на φ , а вместо массы сечений рассчитывался момент инерции сечений (массовый) и линейная жесткость стойки заменялась угловой. В итоге решения получены величины приведенного момента инерции стойки и частоты собственных крутильных колебаний:

$$J_{np}^\varphi = 0,0597 \text{ кгм}^2, C_\varphi = 7,475 \text{ Нм/рад}, f_0^x = 1780 \text{ Гц.}$$

Таким же образом были рассчитаны подобные данные для форм собственных колебаний стойки в плоскости XOZ . Затем составлялись уравнения динамики [4], в которых подставлялись, кроме приведенных выше значений, коэффициенты демпфирования, полученные путем обработки экспериментальных кривых нагружения-разгрузки исследуемого объекта [2].

На полученных моделях проводились компьютерные эксперименты. Вначале имитировался известный способ получения данных для построения амплитудно-фазовых частотных характеристик (АФЧХ), когда в исследуемом диапазоне частот колебания возбуждаются силой с постоянной амплитудой. Пример АФЧХ при возбуждении колебаний модели в плоскости YOZ с амплитудой силы 1 Н показан на рис. 2. На частотах, близких к собственным частотам 1036 Гц и 1176 Гц амплитуды колебаний стойки достигают значений соответственно 48 и 79 мкм. Для получения точных отверстий это неприемлемо, кроме того, повреждается поверхность торцов изделий из-за хрупкого выкрашивания.

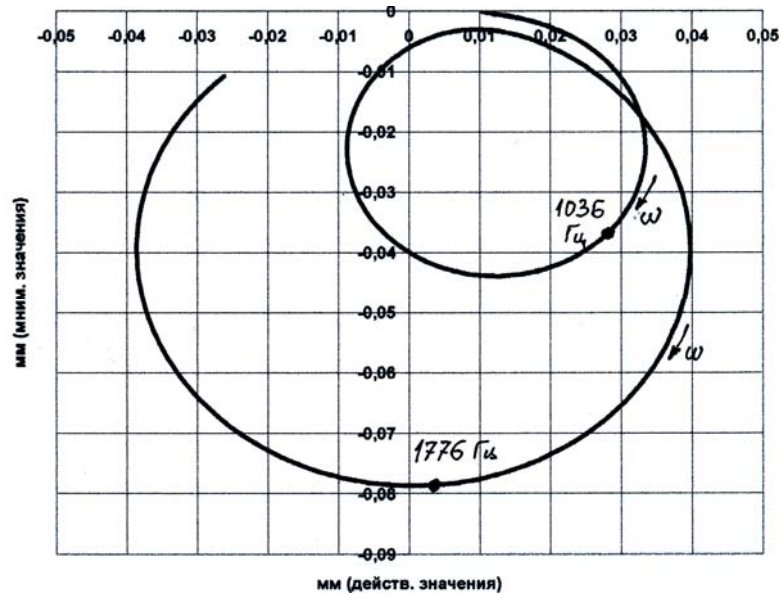


Рисунок 2 – Крутильные и изгибные колебания верхней части станины в диапазоне частот 0 - 2000 Гц

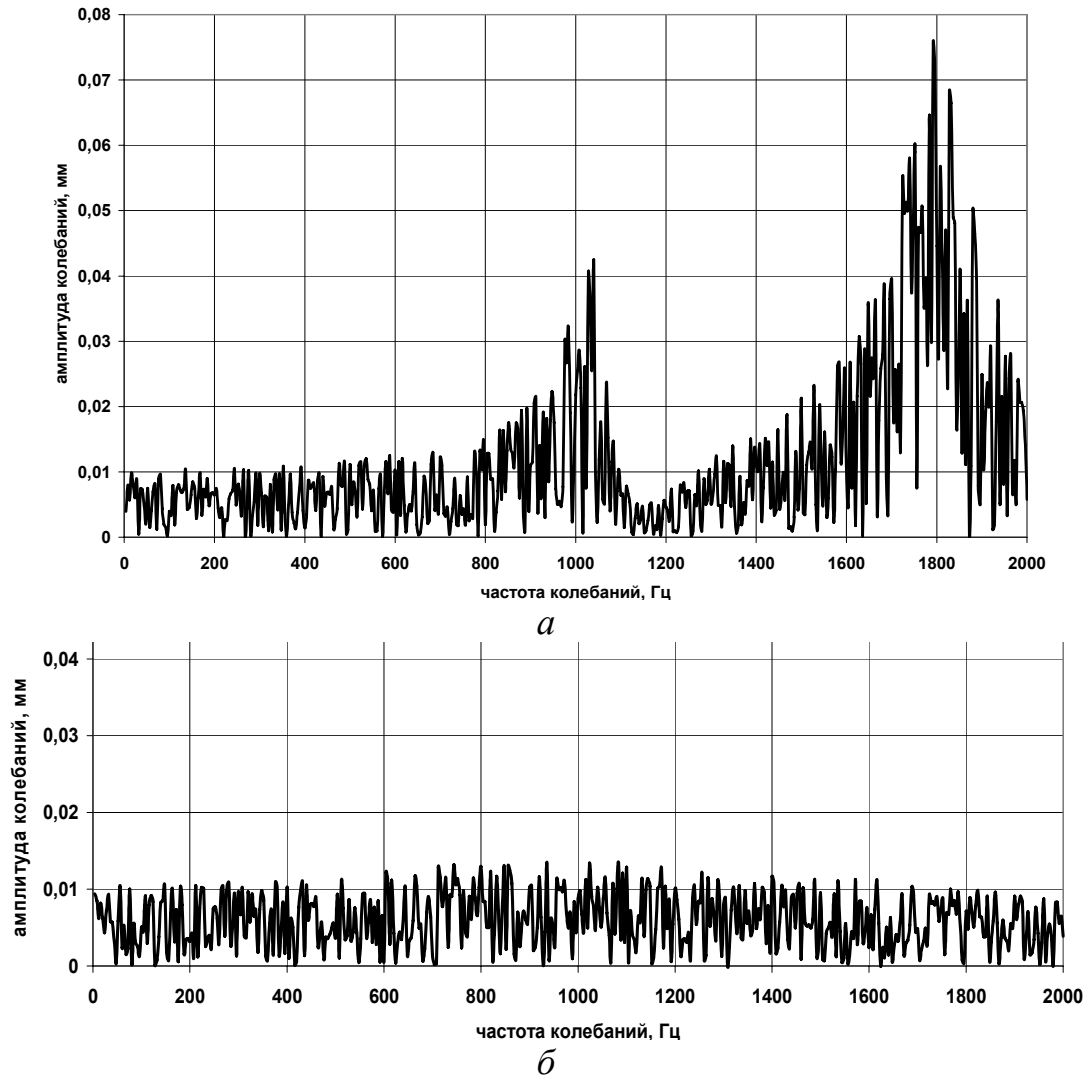


Рисунок 3 – Амплитуда колебаний стойки при случайном воздействии (среднеквадратичное значение силы – 1Н): а – станина из алюминиевого сплава, б – из синтеррана.

На рис. 3 приводяться амплитудно-частотные реакции станин из алюминиевого сплава и синтеграна при одних и тех же условиях возбуждения колебаний – среднеквадратичная амплитуда колебаний возбуждающей силы 1 Н в частотном диапазоне 1- 2000 Гц. Компьютерный эксперимент показывает, что максимальное значение амплитуды колебаний стойки снижается с 77 мкм до 13 мкм.

Выводы

Одним из направлений улучшения динамического качества стойки может быть применение синтеграна. Имеется положительный опыт использования синтеграновых станин в особо точных станках [6].

Разработанная компьютерная модель позволяет имитировать возбуждение колебаний случайным силовым воздействием на моделях стойки, выполненных из разных материалов.

Литература

- 1 Вибрации в технике. Справочник в 6 томах, т.1., М.- Машиностроение, 1978, 352 с.
- 2 Елсайед А.Елмоуши, Позняк Г.Г. Разработка и исследование математической модели ультразвукового прошивочного станка // IX международная научно-техническая конференция, Пензенский Государственный Университет, Пенза, Россия, 27-28 мая 2004. – С.168 – 171.
- 3 Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. (Пер. с англ.). - М.: Наука, 1979, - 560 с.
- 4 Кирилин Ю.В., Табаков В.П., Еремин Н.В. Методический подход к аналитическому моделированию несущей системы бесконсольного фрезерного станка // Вестник УлГТУ. Машиностроение, строительство. 2002. № 4. С. 17 – 20.
- 5 Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.- Наука, 1971, - 240 с.
- 6 Рогов В.А., Осама Мохаммед Ерфан Ахмед. Определение частоты и логарифмического декремента колебаний образца из синтеграна // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений: Межвузовский сборник научных трудов. Вып. 12. –М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2003, -С. 132-136.

УДК 621.9.06-762.8

Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н., Абрамова Е.Н.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛИРУЕМЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ В МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ

It is developed 9 new schemes directing with mechanical regulation of clearances, using which provides increasing of accuracy of direction of details in tools, compensation of wear-out, increasing of longevity.

В металлорежущих станках важную составляющую их качества определяет точность обработки изделий. Точность станка во многом определяется качеством изготовления составляющих станок узлов и механизмов. Точность изготовления узлов и деталей станка зависит от точности оборудования (станков) на которых изготавливается деталь, квалификации рабочего, характера сопряжений деталей в узле, которые выражаются в виде размеров на чертеже с необходимыми допусками и посадками.

Сопряжения во взаимноподвижных деталях станков определяются зазорами между деталями, которые во время эксплуатации имеют тенденцию увеличиваться за счет, в основном, износа. Это вызывает потерю первоначальной точности станков.

В настоящее время станки выпускают пяти классов точности: Н – нормальной, П – повышенной, В – высокой, А – особо высокой и С – мастер-станки со знаменателем ряда допусков по основным показателям 1,6. Станки повышенной точности, как правило, изготавливают на базе станков нормальной точности; повышение точности достигается более точным изготовлением или подбором деталей и более тщательной сборкой. Станки высоких классов обычно имеют конструктивные отличия. Мастер-станки, предназначенные для деталей наивысшей точности: делительных и эталонных колес, измерительных винтов и т.д., изготавливают индивидуально [1].

Основные требования к направляющим: обеспечение требуемой точности движения; минимальное трение и износ при движении; необходимая надежность и долговечность работы; простота изготовления, сборки, регулировки, замены, экономичность и т.п.

По форме поверхностей направляющие делятся на плоские, цилиндрические (в сечении круглые). Другие формы направляющих практически не применяются из-за сложности изготовления [1].

По взаимному расположению плоских поверхностей направляющие подразделяются на вертикальные, горизонтальные, расположенные относительно друг друга под углом, V – образные, П- образные, X -

образные, Т-образные и др. Круглые направляющие характеризуются большим разнообразием [1].

Материалы направляющих обычно выполняют разнородными, если из однородного материала, то обязательно разной твердости для снижения склонности к заеданию.

Точность направляющих регламентируется стандартами на нормы точности станков. Точность в зависимости от типа поверхности характеризуется следующими основными параметрами: для плоской поверхности – плоскостностью или прямолинейностью в заданном направлении (если нельзя проверить плоскостность); для цилиндрической поверхности – цилиндричностью и круглостью; для конической поверхности – полнотой пятна контакта. Основные нормы точности направляющих приведены в таблице 1 [1].

В данной статье рассматриваются, в основном, круглые в сечении направляющие (цилиндрические). Их основная особенность и отличие от других форм направляющих – замкнутая цилиндрическая поверхность контакта между подвижной и относительно неподвижной деталями. По этой поверхности происходит передача усилий, трение, износ, нагрев. Изготовление, сборка и эксплуатация цилиндрических направляющих происходит с обеспечением посадок с зазором, переходных и даже с натягом.

Таблица 1 – Основные нормы точности направляющих

| Основной размер в мм при проверке прямолинейности движения рабочих органов по направляющим – наибольшая длина перемещения | Допускаемые отклонения в мкм при классе точности станка | | | | |
|---|---|----|----|-----|-----|
| | Н | П | В | А | С |
| 125 | 8 | 5 | 3 | 2 | 1,2 |
| 200 | 10 | 6 | 4 | 2,5 | 1,6 |
| 320 | 12 | 8 | 5 | 3 | 2 |
| 500 | 16 | 10 | 6 | 4 | 2,5 |
| 800 | 20 | 12 | 8 | 5 | 3 |
| 1250 | 25 | 16 | 10 | 6 | 4 |
| 2000 | 32 | 20 | 12 | 8 | 5 |
| 3200 | 40 | 25 | 16 | 10 | 6 |

Сравнительный анализ конструкций плоских и цилиндрических направляющих позволяет выделить их основные достоинства и недостатки.

Плоские направляющие имеют такие достоинства: позволяют регулировать подвижные части в различных направлениях; обеспечивается высокая жесткость направляющих за счет поддерживающих стенок; сравнительно простая смена изношенных планок, накладок после их износа.

К недостаткам плоских направляющих можно отнести: сложные системы защиты плоских поверхностей от загрязнений, которое приводит к износу; сравнительно сложный процесс изготовления (фрезерные, строгальные операции); в основном применяется трение скольжение, применение трения качения усложняется.

Цилиндрические направляющие имеют достоинства: более просты в изготовлении (токарные и расточные операции); более простые способы защиты от загрязнений; более простой переход от направляющих скольжения к направляющим качения.

К недостаткам цилиндрических направляющих можно отнести: более низкая жесткость, прогибы под действием боковых сил; усложнена регулировка зазоров в направляющих.

Главной характеристикой цилиндрических направляющих является зазор между подвижными частями направляющей. От величины зазора зависит точность направления деталей, стоимость изготовления, стойкость, надежность, долговечность, как направляющих узлов, так и машины или устройства в целом.

В процессе работы зазор между трущимися поверхностями цилиндрических направляющих будет увеличиваться что, в свою очередь, снижает точность получаемых изделий. В плоских направляющих регулировку зазоров производят различными клиновыми устройствами. В цилиндрических направляющих подобные устройства значительно сложнее.

На основе анализа данных в научно-технической литературе по цилиндрическим направляющим в станках можно сделать следующие выводы:

- цилиндрические направляющие находят широкое применение в станках, приспособлениях;
- функции направляющих устройств характерны для большинства уплотнительных устройств гидроцилиндров, гидроаппаратов, насосов, оборудования станков ;
- щелевые втулочные уплотнения и цилиндрические направляющие относятся к наиболее простым, эффективным видам подобных устройств для станков;

- в литературе отсутствуют сведения по разработкам устройств, которые могут обеспечивать управляемую оперативную регулировку зазоров в щелевых уплотнениях и круглых направляющих, компенсировать износ направляющих, управлять зазором в автоматическом режиме.

С целью повышения жесткости регулируемых уплотнений и направляющих были разработаны схемы их регулировки клиновыми и упругими устройствами [2].

Общими недостатками направляющих с регулированием зазора поджатием уплотнения клиновыми кольцами являются: сложность, практически невозможность регулирования зазора в уплотняемой щели в процессе работы цилиндров, зависимость эксплуатационных параметров уплотнений от точности изготовления его деталей, особенно клиновых пар.

Конструктивные разновидности схем щелевых направляющих с регулированием зазора созданием давления среды на поверхность втулки, противоположную уплотняемой щели, показаны на рис.1. На рис.1 обозначены: P_p – рабочее давление среды в гидроцилиндре, P_y – управляющее давление на поверхность втулки-уплотнения, регулирующее зазор в щели и величину утечек.

Схема на рис.1а представляет конструкцию цилиндрического щелевого уплотнения и направляющей подробно рассмотренного в литературе [3] и применяемого в гидроцилиндрах, гидроаппаратуре станков. Давление среды в щели утечек между рабочим давлением P_p и отверстием 5 для отвода утечек распределяется по закону, близкому к треугольному; расстояние L между торцом втулки 6 и отверстием 7 определяет величину управляющего давления P_y . Достоинство такого уплотнения-направляющей является – простота конструкции, основной недостаток – невозможность изменять P_y независимо от P_p .

На рис.1б представлена направляющая, у которой отличием от схемы по рис.1а является внешний подвод давления управления через отверстие 7. Это позволяет изменять давление P_y независимо от величины рабочего давления и связать его величину с величиной утечек или перекосов направляемых деталей и величиной износа.

Направляющая на рис.1в снабжена полостью, заполненной промежуточной средой 8, которая может быть гидропластмассой, резиной, рабочей средой и т.п. Вращением нажимной втулки 3 в среде 8 может создаваться любое давление управления P_y , что позволяет регулировать зазор между втулкой 6 и плунжером 1. На рис. 1 г представлена схема направляющей у которой регулирование давления управления – P_y производится винтом 9, вынесенным на наружную поверхность цилиндра 2; среда 7, 8 – гидропластмасса.

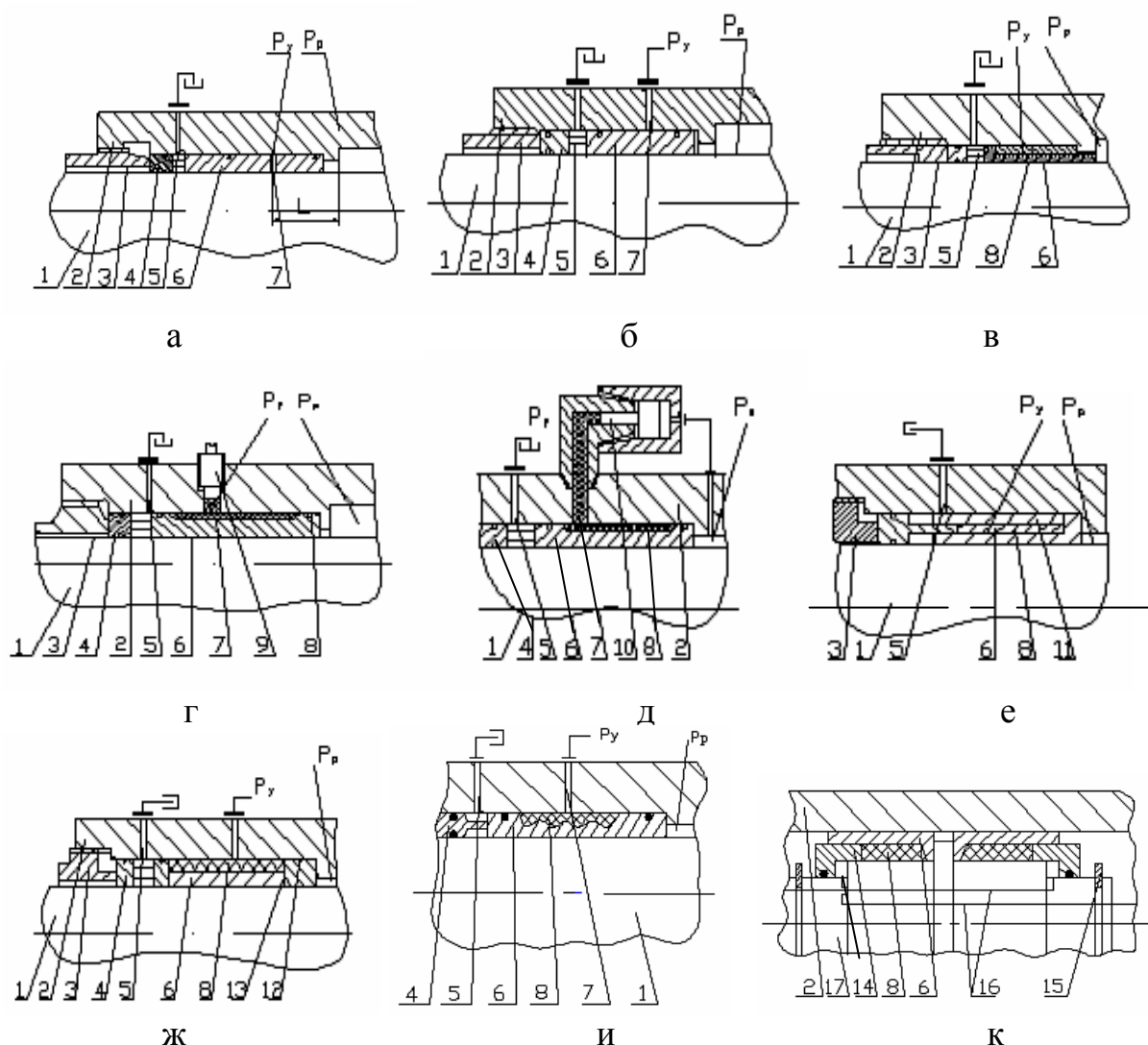


Рисунок 1 – Конструктивные схемы направляющих с регулированием зазора в щели созданием давления среды на поверхность втулки

На рис. 1 д представлена направляющая, снабженная мультиплицирующим устройством 10, которое связано гидрوليнией с рабочим давлением – P_p и отверстием 7 с внешней стороны втулки-уплотнения 6. Промежуточная среда 8 – гидропластмасса. Такая конструкция позволяет создавать значительное давление между плунжером 1 и втулкой-уплотнением 6 (натяг) и может использоваться как удерживающее устройство.

На рис. 1 е показана схема направляющей с внутренним мультипликатором, выполненном в виде ступенчатой промежуточной втулки 4, которая введена между втулкой-уплотнением 6 и опорной втулкой 11, где расположена промежуточная среда 8. При вращении нажимного винта 3 промежуточная втулка 4 воздействует на среду 8 (резина, гидропластмасса и т.п.) и создает в ней давление управления, которое деформирует втулку-уплотнение 6.

На рис. 1 ж представлена схема, у которой втулка-уплотнение 6 выполнена «плавающей» в радиальном направлении и опертой на замыкающую втулку 12. Среда 8 для исключения утечек снабжена

торцовыми уплотнениями 13.

На рис. 1и показана схема направляющей с переменной толщиной втулки-уплотнения 6. При действии на него давлением среды 8 уплотняемая щель между плунжером 1 и втулкой-уплотнением 6 будет иметь разную радиальную высоту по длине щели, возможно чередование зазора и натяга, что позволяет снизить величину утечек без значительного увеличения силы трения.

На рис. 1к показана схема уплотнения на поршне 17 гидроцилиндра 2. Уплотнение состоит из двух втулок-уплотнений 6, промежуточной среды 8, нажимных втулок 14, кольцевых упоров 15 и каналов связи 16. При подаче рабочего давления на одну из сторон поршня 17 соответствующая нажимная втулка 14 сжимает промежуточную среду 8 и прижимает втулку-уплотнение 6 к внутренней поверхности цилиндра 2, изменяя величину зазора в уплотняемой щели. Возможны и другие модификации подобного уплотнения.

Проверенные в экспериментальных условиях регулируемые направляющие устройства подтвердили свою работоспособность. Для станков возможны подобные системы для шпиндельных устройств, для центровых отверстий, подшипников скольжения и качения. Величина регулировочных зазоров, как видно из табл. 1, составляет несколько микрометров. Предлагаемые схемы регулировки вполне справятся с такой задачей, однако требуются дополнительные исследования.

Регулируемые гидравлические и механические направляющие могут быть рекомендованы для применения в различных кузнечно-прессовых машинах, станках и приспособлениях. Они могут обеспечить: более высокую точность направления, регулирование сил трения, компенсирование износа трущихся деталей, повышение долговечности и увеличение межремонтных сроков эксплуатации оборудования. Появляется возможность поддерживать точность направляющих станка, а также различных ответственных его деталей в течении определенного времени. Такую возможность не имеют существующие схемы направляющих и ответственных деталей станков.

Выводы

Применение регулируемых направляющих обеспечивает повышение точности направления деталей в станках, компенсацию износа, повышение долговечности. Разработано 9 новых схем направляющих с механической регулировкой зазоров. Разработана схема оперативного поддержания заданной точности направляющих и других деталей станков.

Литература

- 1 Детали и механизмы металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.В.Каминская, А.С. Лapidус и др.; Под ред. Д.Н. Решетова. – Т. 1. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с.
- 2 Роганов Л.Л. Развитие конструкций щелевых втулок-уплотнений для гидросистем прессов и станков / Л.Л.Роганов, Л.Н. Абрамова // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском у машинобудуванні та металургії: Зб.наук.пр. – Краматорськ: ДДМА, 2001. – С. 42-46.
- 3 Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. – Л.:Машиностроение, 1973. – 232 с.

УДК 621.9

Нечепаяев В. Г., Гнитько А. Н.
ДонНТУ, г. Донецк, Украина

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ПАЗОВ

The technique of definition of parameters of devices of compulsory removal of the shaving is developed at milling the closed profile grooves.

Введение

Очевидным способом совершенствования обработки закрытых и полузакрытых профильных (Т-образных, типа «ласточкин хвост» и т.п.), а также других пазов с затрудненным отводом стружки, является устранение ограничения производительности из-за присутствия отделенной стружки в зоне обработки [1]. Эффективным вариантом устранения указанного ограничения является принудительное удаление стружки при помощи устройств, использующих гидродинамический потенциал напорных струй жидкости, водо-воздушной смеси и т.д. В то же время, рекомендации для определения параметров таких устройств отсутствуют. Исходя из этого, разработана методика определения их оптимальных параметров применительно к фрезерованию Т-образных пазов.

В качестве исходных данных при реализации методики принимаются неуправляемые параметры устройств принудительного удаления стружки (УПУС).

Геометрические параметры режущего инструмента и обрабатываемого паза: d – диаметр Т-образной фрезы; l – высота режущей части фрезы; h_1 – длина передней поверхности зуба фрезы; β_3 – угол между передней поверхностью зуба фрезы и поверхностью затылка следующего зуба; ω_n – угол подъема винтовой канавки фрезы; α – передний угол зуба фрезы; c – высота Т-образного паза; a – ширина предварительно обработанного паза.

Параметры элементов и массива стружки: k_p – коэффициент разрыхления стружки; f_n – коэффициент трения элемента стружки по передней поверхности зуба фрезы; f_n – коэффициент трения элемента стружки по нижней поверхности паза; ρ_c – плотность элемента стружки; ρ_m – плотность массива стружки; ε – угол естественного откоса насыпного массива стружки.

Параметр смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС): ρ_0 – плотность жидкости.

В качестве исходной величины принимается также максимально

возможная по условиям резания производительность обработки, определяемая соответствующим значением минутной подачи $S_{мин}^{max}$

$$П_{обр} = П \Big|_{S_{мин} = S_{мин}^{max}} \rightarrow max .$$

Достижение максимального значения минутной подачи обеспечивается оптимальными для заданного периода стойкости инструмента T значениями подачи на зуб $S_{z\ opt}$ и частоты вращения шпинделя станка n_{opt} .

В качестве оптимальных значений параметров УПУС принимаются такие их значения, которые обеспечивают устранение ограничения производительности обработки, максимально возможной по условиям резания

$$П_{обр} = П_{max} .$$

Определение искомых параметров УПУС, обеспечивающих потребное значение производительности резания, производится по двум вариантам (в соответствии с двумя предлагаемыми схемами удаления стружки).

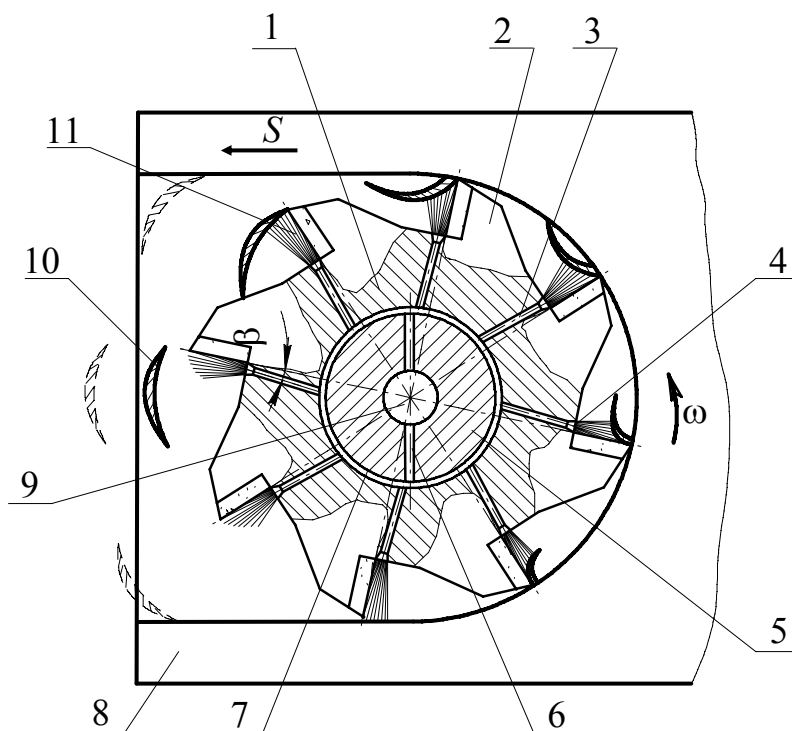


Рисунок 1 – Фреза для обработки Т-образных пазов с подачей СОТС по каналам в теле инструмента:

- 1 – корпус; 2 – зуб; 3 – канал в корпусе фрезы; 4 – насадок; 5 – оправка;
- 6 – радиальный канал; 7 – кольцевая проточка; 8 – обрабатываемая заготовка;
- 9 – осевой канал; 10 – элемент стружки; 11 – струя рабочей смеси

1 вариант. Удаление стружки (в виде отдельных элементов) с подачей СОТС, осуществляющей гидродинамическое воздействие на стружку, по

каналам в теле режущего инструмента (рис. 1).

2 вариант. Удаление стружки (в виде отдельных элементов или массива – тела волочения) с подачей СОТС, осуществляющей гидродинамическое воздействие, вне инструмента (рис.2).

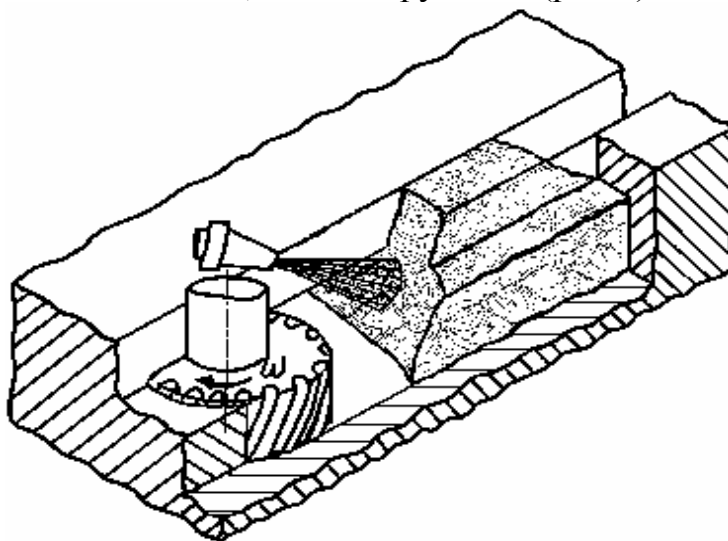


Рисунок 2 – Схема удаления стружки напорной струей СОТС вне инструмента

По первому варианту определение искомых параметров устройств удаления стружки выполняется в следующем порядке.

1а) Устанавливается возможность самоудаления (удаления за счет сил инерции $F_{ин}$, возникающих при вращении инструмента) элементов стружки из пространства между зубьями фрезы. Эта возможность устанавливается при помощи математической модели [2] посредством определения значений и направлений действия скорости v_1 и перемещения S элемента стружки вдоль зуба фрезы (при отсутствии принудительного гидродинамического воздействия F_{np}). Конечные зависимости этой модели имеют вид

$$S = C_1 \cdot e^{\alpha_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{\alpha_2 \cdot t} + D/B,$$

$$v_1 = \alpha_1 \cdot C_1 \cdot e^{\alpha_1 \cdot t} + \alpha_2 \cdot C_2 \cdot e^{\alpha_2 \cdot t},$$

$$\alpha_{1,2} = \frac{-A \pm \sqrt{A^2 - 4B}}{2}, C_1 = -\frac{D \cdot \alpha_2}{B \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)}, C_2 = \frac{D \cdot \alpha_1}{B \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)},$$

$$A = 2\omega \cdot f_n, B = -\omega^2 \cos \alpha \cdot (\cos \delta - \sin \delta \cdot f_n),$$

$$D = (2F_{np} / \rho_c \cdot S_z \cdot (d - a) \cdot l) \times$$

$$\times (\cos \beta - \sin \beta \cdot f_n) - g \cdot f_n (1 + \sin \alpha + f_n) +$$

$$+ \omega^2 \left[r_{\phi p} - (h1 - \sqrt[3]{3(S_z \cdot (d - a) \cdot l) / \pi / 2}) \cos \alpha \right] \cdot (\cos \delta - \sin \delta \cdot f_n),$$

где t – время перемещения элемента стружки вдоль передней

поверхности зуба фрезы; ω – угловая скорость элемента стружки в переносном вращательном движении; δ – угол наклона вектора центробежной силы инерции; F_{np} – сила принудительного воздействия на элемент стружки; β – угол наклона вектора силы F_{np} к передней поверхности зуба фрезы; g – ускорение свободного падения; $r_{фр}$ – радиус фрезы.

Положительные значения величин v_1 и S определяют самоудаление элементов стружки из пространства между зубьями фрезы в результате действия сил инерции, а отрицательные – отсутствие самоудаления.

При отсутствии самоудаления необходимо дополнительное принудительное воздействие (гидродинамическое воздействие струи жидкости) на отделенную стружку $F_{np} > 0$. Сила принудительного воздействия F_{np} должна обеспечить перемещение элемента стружки на заданное расстояние x (при этом скорость перемещения приобретает положительное значение $v_1 > 0$).

1б) Расстояние, на которое перемещается элемент стружки под воздействием силы F_{np} (обуславливающей $v_1 > 0$), определяется по зависимости [2]

$$x = \frac{mv_1^2}{2 \cdot F_n},$$

где m – масса элемента стружки; F_n – сила трения по нижней поверхности паза.

1в) Определяется потребное значение давления напорных струй жидкости на элемент стружки по зависимости

$$P_{номр} = \frac{F_{np}}{S},$$

где S – значение площади, на которую осуществляется давление напорных струй жидкости на элемент стружки. Так как расстояние, на котором струя воздействует на элемент, незначительно (в пределах длины передней поверхности зуба фрезы), то значение S принимается равным площади поперечного сечения насадка на выходе.

1г). Определяется значение диаметра насадка d_n (конструктивно), с учетом геометрических параметров режущего инструмента

$$d_n \leq r_{ск},$$

где $r_{ск}$ – радиус стружечной канавки фрезы.

Значение расхода жидкости Q определяется полученными значениями $P_{номр}$ и d_n .

$$Q = \frac{\pi}{4} \mu d_n^2 \sqrt{\frac{2P_{номр}}{\rho_0}},$$

где μ – коэффициент расхода насадка; ρ_0 – плотность СОТС.

Далее выбирается (или проектируется) напорная установка для подачи жидкости, исходя из обеспечения рассчитанных значений параметров $P_{номр}$ и Q .

По второму варианту определение искомым параметров устройств удаления стружки выполняется в таком порядке.

2а) Определяется потребное давление струи жидкости на выходе насадка (вне режущего инструмента) для перемещения элемента стружки на потребное расстояние X вдоль паза [3]

$$P_{номр} = \frac{16X \cdot F_n \cdot \left(\frac{\rho_0 \cdot \pi \cdot d_n^2 \cdot h}{4} + m\right)^2}{\pi^2 \cdot m \cdot \rho_0 \cdot h^2 \cdot \mu^2 \cdot d_n^4},$$

где ρ_0 – плотность жидкости; h – длина струи (равна x); μ – коэффициент расхода насадка.

Далее определяется диаметр насадка d_n и расход жидкости Q так же, как и по первому варианту.

2б) При накоплении элементов стружки в пространстве паза, из них формируются два тела волочения – тело I и тело II (рис. 3). Для определения их длин, соответственно L_1 и L_2 , используются зависимости:

- при формировании тела волочения I (заполнение предварительно обработанного прямоугольного паза, рис. 3а) [4]

$$L_1 = S_1 = \frac{mv_1^2}{2 \cdot F_n},$$

где L_1 – длина тела волочения I;

- при формировании тела волочения II (заполнение окончательно обрабатываемого Г-образного паза, рис. 3б) [4]

$$S_2 = \frac{[(x + d/2 - \pi d/8) - c \tan \varepsilon/2]dc + a^2/4 [\cot \varepsilon(x - a/2) - c] + \cot \varepsilon \cdot a^3/16}{(d - a) \cdot l \cdot k_p - (d \cdot c + \cot \varepsilon \cdot a^2/4)},$$

$$L_2 = S_2 + x,$$

где L_2 – длина тела волочения II.

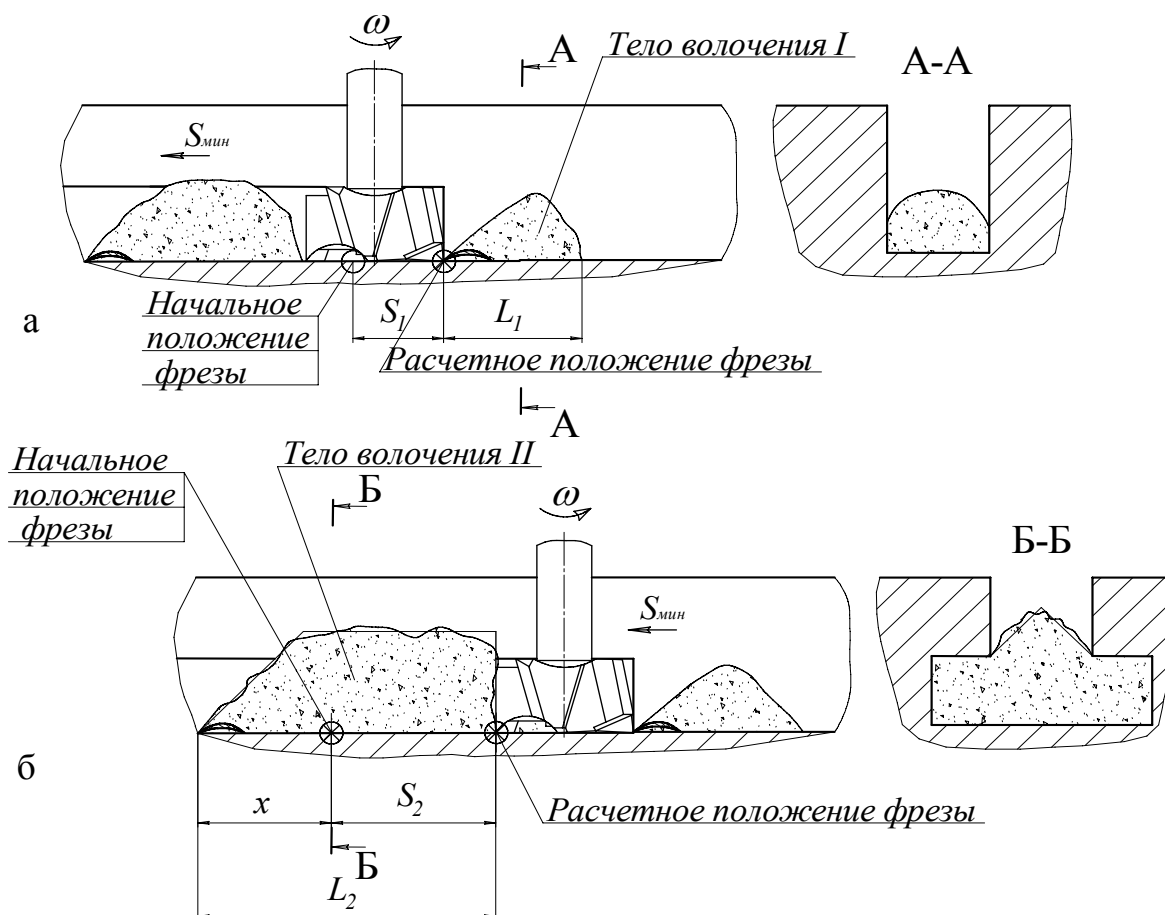


Рисунок 3 – Расчетные схемы заполнения стружкой пазов при фрезеровании:
 а) формирование тела волочения I (впереди фрезы);
 б) формирование тела волочения II (позади фрезы)

2в) Определяется потребное для перемещения тела волочения значение силы принудительного воздействия F_{np} по зависимости [5]:

$$F_{np} = \frac{f_n \cdot \rho_m \cdot g \cdot L}{\cos \gamma} \left[d \cdot c + 2f_n \cdot n_{\delta} \left(\frac{2f_n \cdot n_{\delta} \cdot c + f_n \cdot n_{\delta} \cdot d - f_n \cdot n_{\delta} \cdot d_k}{c \cdot d} \right)^{-1} \right] \times \\ \times \left(e^{(2f_n \cdot n_{\delta} \cdot L \cdot d^{-1} + f_n \cdot n_{\delta} \cdot L \cdot c^{-1} - f_n \cdot n_{\delta} \cdot d_k \cdot L \cdot c^{-1} \cdot d^{-1})} - 1 \right) \cdot [c + 0,5(d - d_k)],$$

где L – длина тела волочения L_1 либо L_2 ; γ – угол вектора силы принудительного воздействия; n_{δ} – коэффициент бокового давления; d_k – диаметр концевой фрезы (или ширина дисковой фрезы), используемой для предварительной обработки паза.

2г) Определяются значения давления $p_{номр}$, диаметра насадка d_n и расхода жидкости Q так же, как и по первому варианту.

В соответствие с изложенным, определение параметров устройств удаления стружки выполняется в следующем порядке (рис. 4).

Установление исходных данных

$$d, l, h_1, \beta_3, \omega_n, \alpha, c, a, k_p, f_n, f_n, \rho_c, \rho_m, \varepsilon, \rho_0 \rightarrow const;$$

$$P_{обр} = P \Big|_{S_{мин} = S_{мин}^{max}} \rightarrow \max;$$

$$P_{обр} = P_{max}.$$

Определение параметров УПУС по первому варианту (удаление стружки силой $F_{стр}$ с подачей СОТС по каналам в теле инструмента).

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{стр} = F_{ин} + F_{нр}; \\ F_{ин} > 0, v_1 > 0, F_{нр} = 0; \\ x = x_{факт} = m v_1^2 / 2 \cdot F_n. \end{array} \right. \text{ – самоудаление}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{стр} = F_{ин} + F_{нр}; \\ F_{ин} > 0, v_1 < 0, F_{нр} > 0; \\ F_{ин} > 0, v_1 > 0, F_{нр} > 0; \end{array} \right. \text{ – принудительное удаление}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{нр}^{онм} = F_{нр} \Big|_{v_1 = v_{1\text{ онм}} \rightarrow x = x_{онм}}; \\ p_{нотр}^{онм} = F_{нр}^{онм} / S, \quad S = S_{онм} = \pi \cdot d_{н\text{ онм}}^2 / 4, \quad d_{н\text{ онм}} = \{d_n \leq r_{ск}\}; \\ Q_{нотр} = (\pi/4) \mu d_{н\text{ онм}}^2 (2p_{нотр} / \rho_0)^{0.5}. \end{array} \right.$$

Определение параметров УПУС по второму варианту (удаление стружки силой $F_{стр}$ с подачей СОТС вне инструмента).

2а). Перемещение *элемента* стружки

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{стр} = F_{ин} + F_{нр}; \quad F_{ин} > 0, v_1 > 0, F_{нр} \geq 0; \\ p_{нотр}^{онм} = p_{нотр} \Big|_{x = x_{онм}, d_n = d_{н\text{ онм}}}; \\ d_{н\text{ онм}} = \{d_n \leq 0,25a\}, \quad Q_{нотр} = (\pi/4) \mu d_{н\text{ онм}}^2 (2p_{нотр} / \rho_0)^{0.5}. \end{array} \right.$$

2б). Перемещение *массива* стружки

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{стр} = F_{ин} + F_{нр}; \quad F_{ин} > 0, v_1 > 0, F_{нр} \geq 0; \\ F_{нр}^{онм} = F_{нр} \Big|_{L_1 = L_{1крит}, L_2 = L_{2крит}, x = x_{факт}}; \\ p_{нотр}^{онм} = F_{нр}^{онм} / S, \quad S = S_{онм} = \pi \cdot d_{н\text{ онм}}^2 / 4, \quad d_{н\text{ онм}} = \{d_n \leq 0,25a\}; \\ Q_{нотр} = (\pi/4) \mu d_{н\text{ онм}}^2 (2p_{нотр} / \rho_0)^{0.5}. \end{array} \right.$$

Рисунок 4 – Алгоритм определения оптимальных параметров УПУС

Для автоматизации расчетов согласно приведенной методике разработано и реализовано соответствующее программное обеспечение применительно к системе Mathcad 2000 Professional.

Литература

- 1 Родин П. Р. Металлорежущие инструменты: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд.-во, 1986. – 455 с.
- 2 Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Математична модель переміщення стружки різальним інструментом при фрезеруванні закритих профільних пазів. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 92. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С. 72-82.
- 3 Нечепаяев В., Гнисько А. Математическая модель эвакуации стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов // Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare. Vol. 4. Chisinau, Universitatea tehnica a Moldovei, 2005, p. 197 - 182.
- 4 Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н., Пархоменко Н. В. Исследование процесса заполнения закрытых профильных пазов стружкой при их фрезеровании // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2005. Вып. 29. - С.229-238.
- 5 Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Разработка математической модели удаления стружки напорными струями СОТС при фрезеровании Т-образных пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. Вып. 21. - С.146-150.

РАЗДЕЛ 3

Технология машиностроения

УДК 621.9

Ковалевский С.В., Мишура Е.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

СТРУКТУРИЗАЦИЯ ТЯЖЕЛОЙ ТОКАРНОЙ ОПЕРАЦИИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ВАЛОВ С УЧЕТОМ КОМПЛЕКСНОГО КРИТЕРИЯ

In the article the problems of practical application a neuronetwork technologies in corporations of machine-building branch.

Введение

Важнейшей проблемой современного машиностроительного производства является обеспечение конкурентоспособности продукции. Одним из путей ее решения является совершенствование типовых технологических процессов, позволяющих повысить их эффективность.

В связи с этим, предлагаются меры по совершенствованию структуры технологической операции на основе использования комплексного критерия, представляющего аддитивную свертку частных критериев. Комплексный критерий позволяет сочетать в себе как технические, так и экономические, социальные и другие факторы, часто слабо формализуемые. Основой такого подхода является разработка комплексной модели технологической операции механообработки и ее использование в выборе наилучшего варианта технологического процесса.

Поэтому целью данной работы будет являться повышение эффективности технологических операций механообработки путем их структурирования в условиях единичного и мелкосерийного машиностроительного производства для деталей типа валов тяжелого машиностроения, совершенствование комплексных моделей технологических операций на основе создания информационных баз и комплексных факторов системной сути предложенных моделей.

Основная часть

Методология структуризации проектирования производственных процессов (рис. 1) основывается на закономерностях возникновения и развития потребностей, стадийного развития техники, эволюции технических систем, соответствия между функциями и структурой технических систем. Теория последовательного принятия решений в

процессе проектирования и оптимизации производственных процессов в машиностроительном производстве в общем виде может быть представлена шестью основными этапами.



Рисунок 1 – Методология структуризации технологических операций механической обработки деталей

К первому этапу относится выбор и обоснование объекта, цели и задач исследования. Ко второму – выбор и обоснование оптимальных

критериев качества оптимизируемой технологической системы. К третьему – выбор наиболее рациональной функциональной структуры, описывающей оптимизируемую технологическую систему. К четвертому – выбор наиболее эффективного принципа действия для реализации функциональной структуры, обоснование выбора метода оптимизации. К пятому этапу – выбор наилучшего технического решения, реализующего принцип действия, обоснование программного аппарата исследования. Шестой этап – определение оптимальных параметров выбранного технического (технологического) решения.

На каждом этапе для выбора решения целесообразно использовать автоматизацию поискового проектирования и конструирования, банки технологических знаний и банки данных. Эффективность решения задач возрастает от 6-го к 1-му уровням. Таким образом, главным отличием применяемой методологии является системно-методическая основа разработки и создания конкурентоспособных изделий тяжелого машиностроения.

Для успешного практического применения предложенных методологических принципов и подходов необходимо придерживаться следующих правил:

1 Сформировать представительную выборку данных о прецедентах технологических процессов, установив перечень хорошо формализуемых и слабо формализуемых факторов. В числе хорошо формализуемых факторов рекомендуется применять режимную часть, при наличии взаимозаменяемого оборудования – перечень оборудования, инструмента, заготовок и так далее. К числу слабо формализуемых факторов предпочтительно отнести уровень напряженности труда станочника и уровень мотивации труда. Оценки хорошо формализуемых факторов выбирать из технологической документации обоснованных и отработанных на производстве технологических процессов. Уровни напряженности и мотивации труда определять на основе экспертных оценок с усреднением данных экспертов, чтобы исключить субъективность мнений и ограниченность методик.

2 Выбрать перечень частных критериев оптимальности C , Q , IT , Ra и (или) др., принимая во внимание, что выбирается максимальное количество частных критериев, которое можно было бы учесть.

3 Из общей совокупности данных \bar{X}_{xf} и \bar{X}_{cf} сформировать два множества: обучающее и тестовое, на основе которых определить параметры моделей C , Q , IT , Ra , провести оценку достоверности адекватности модели на основе оценки результатов тестовой выборки.

Основное требование – ошибка тестовой выборки не превышает ошибки обучающей выборки.

4 Сформировать массив возможных значений оптимизируемых факторов (V , S , HT , MT и др.)

5 Сформировать массив значений частных критериев и провести нормирование значений в диапазоне от 0 до 1. Где 0 – минимальное, а 1 – максимальное значение критерия.

6 Определить значения комплексного критерия для массива данных, упомянутого в п.5, задавая экспертами значение f в пределах ограничения $\sum f_i = 1$.

7 По максимуму критерия F определить значения факторов, соответствующих этому максимуму.

Для оптимизации окончательной токарной операции обработки бочки валка холодного проката после термообработки токами промышленной частоты приняты к использованию четыре модели: удельная стоимость технологической операции C *у.е./мин*, производительность технологической операции Q *шт./мин*, напряженность труда станочника HT , уровень мотивации труда станочника MT . Основными ограничениями являются точность и качество обработанной поверхности, характеризующиеся показателями качества точности IT и шероховатостью Ra , *мкм*.

Форма комплексного критерия задана следующим образом:

$$F = -f_1 C(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) + f_2 Q(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) + f_3 HT(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) + f_4 MT(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}), \quad (1)$$

где в качестве хорошо формализуемых факторов исследовано влияние скорости обработки V *м/мин* и подачи S *мм/об* на комплексный критерий.

Поскольку сумма весовых коэффициентов комплексного критерия должна равняться единице, зададим весовые коэффициенты частным критериям, входящим в комплексный: $f_1 = 0,2$, $f_2 = 0,4$, $f_3 = 0,2$, $f_4 = 0,2$. Это значит, что приоритетным направлением при оптимизации является рост производительности технологической операции, его коэффициент составит $f_2 = 0,4$; при заданном уровне качества обрабатываемой поверхности ($f_4 = 0,2$), учитывая требования к точности обработки ($f_3 = 0,2$) и снижению стоимости обработки ($f_1 = 0,2$).

Результаты при заданных весовых коэффициентах представлены на рис. 2.

Полученные значения позволяют сделать вывод о том, что при следующем уровне значимости: производительности $Q = 0,5$ *шт./мин*; удельной стоимости $C = 0,2$ *грн/мин*, точности обработки $IT = 0,2$ и качестве обработки $Ra = 0,3$ *мкм*, целесообразно использовать следующие

режимы: скорость резания $V = 55$ м/мин, подача $S = 0,42$ мм/об, уровень напряженности труда станочника $HT = 5,5$ и уровень мотивации труда $MT = 5$.

При равных условиях, когда весовой коэффициент производительности технологической операции, составит $f_2 = 0,25$; весовой коэффициент точности обрабатываемой поверхности ($f_3 = 0,25$), весовой коэффициент качества обрабатываемой поверхности ($f_4 = 0,25$), весовой коэффициент стоимости обработки ($f_1 = 0,25$).

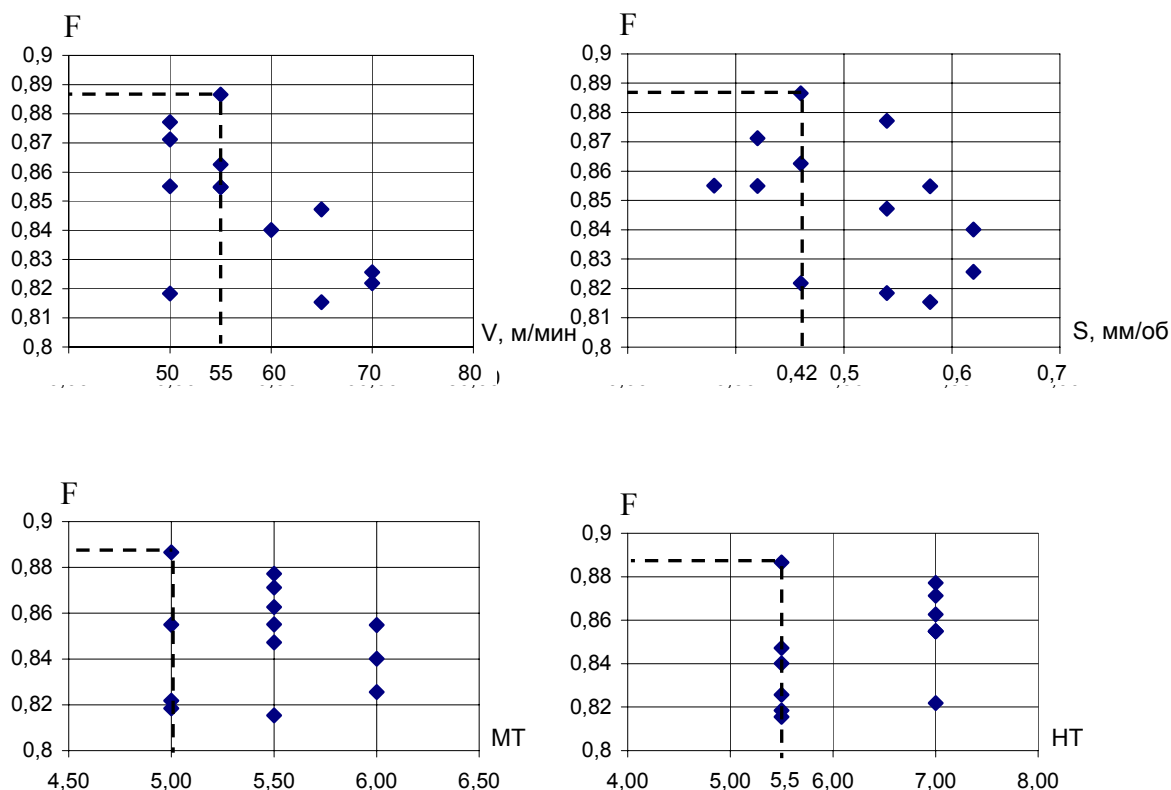


Рисунок 2 – Результаты комплексной оптимизации сильно и слабо формализуемых факторов тяжелой токарной операции обработки валков холодного проката

Результаты оптимизации при заданных весовых коэффициентах представлены на рис. 3.

В этом случае, оптимальными режимами обработки будут: скорость резания $V = 50$ м/мин, подача $S = 0,54$ мм/об, уровень напряженности труда станочника $HT = 7$, что составляет максимальное значение, уровень мотивации труда $MT = 5,5$, что является средним уровнем.

Таким образом, изменяя весовости частных критериев в соответствии со сложившейся на данный момент производственной ситуации мы изменяем технологические режимы обработки и требования к HT и MT .

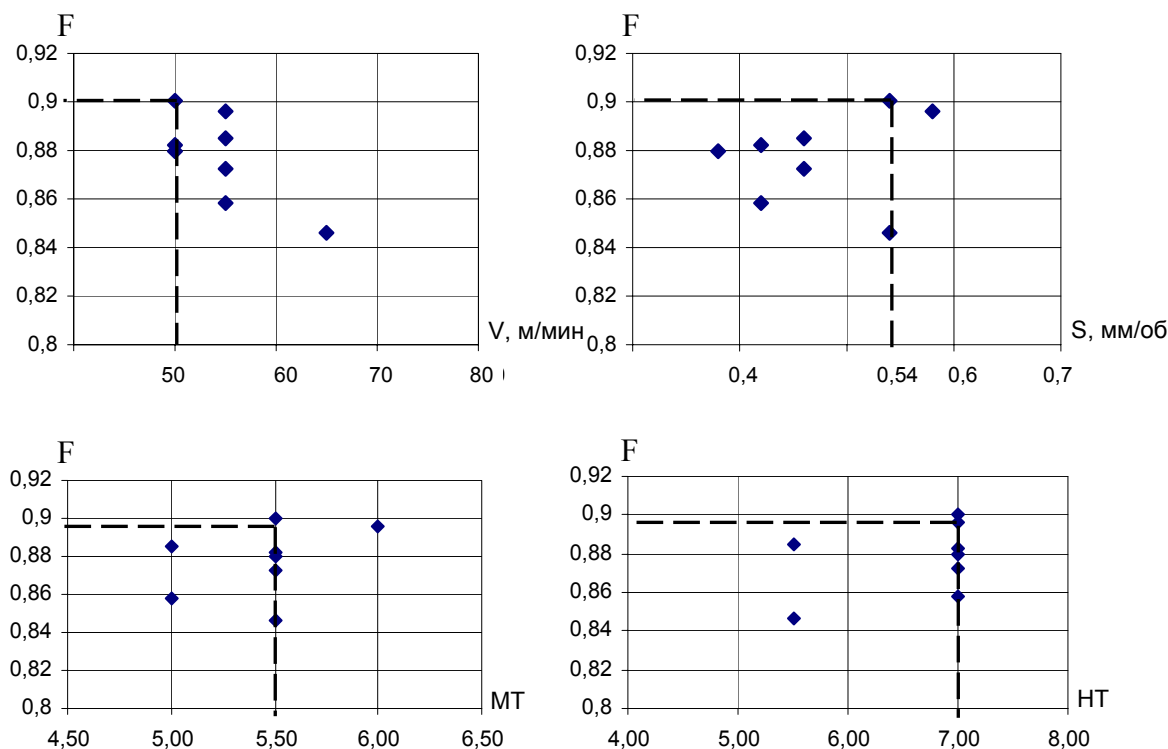


Рисунок 3 – Результаты комплексной оптимизации сильно и слабо формализуемых факторов тяжелой токарной операции обработки валков холодного проката при равных весовых коэффициентах.

Выводы

Для эффективного использования предложенного подхода на предприятии следует сформировать нормативные характеристики организации труда станочника для разных уровней напряженности труда и различных условий работы, включая в том числе работу на малых, средних, тяжелых станках, а так же сформировать нормативные характеристики определяющие уровни мотивации труда (коэффициент премирования за качество, премирование за исполнение работы в срок, экономии различных видов ресурсов и т.д.).

Литература

- 1 Автоматизация проектирования технологических процессов в машиностроении / В.С. Корсаков, Н.М. Капустин, К.-Х. Темпельгоф, Х. Лихтенберг; Под общ. ред. Н.М. Капустина. – М.: Машиностроение, 1985. – 304 с., ил.
- 2 Еськов А.Л., Зуева Е.В. (Мишура Е.В.), Хагт Г.Л. Многокритериальная оптимизация процесса механообработки с учетом стабильности и трудового потенциала станочников. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем: Сб. статей. – Краматорск: ДГМА, 1997. – Т.2. – С. 147–156.
- 3 Кохан Д., Якобс Г.Ю. Проектирование технологических процессов и переработка информации: Пер. с нем./ Пер. к.т.н. Колотенкова В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с., ил.

УДК 621.9

Харламов Ю.А.
GIKI, г. Топи, Пакистан

НОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

It has long been recognized that frictional heating can be used to join, process and treat materials. The classification of the friction processing technologies is outlined. In article, the current state of friction stir welding and processing are addressed. Particular emphasis has been given to friction sources of heating.

Фрикционный нагрев является доступным источником нагрева при использовании достаточно простого и доступного оборудования, в том числе металлорежущих станков [1-5]. В промышленности длительное время используется сварка трением, а также ее разновидность – инерционная сварка. В последние годы разработаны и получают широкое применение новые методы обработки, основанные на фрикционном нагреве. Однако до настоящего времени отсутствует классификация таких процессов и анализ используемых при этом источников нагрева, что сдерживает дальнейшее развитие этой технологии.

Классификацию процессов фрикционной обработки материалов можно представить следующим образом:

1. Обработка со снятием стружки:

- фрикционная резка вращающимся диском;
- фрикционное фрезерование диском трения;
- фрикционное сверление.

2. Сварка, пайка:

- ротационная сварка трением;
- инерционная сварка трением;
- орбитальная сварка трением (для соединения некруглых деталей);
- радиальная сварка трением (соединение труб);
- сварка трением с перемешиванием (различные модификации вращающегося нерасходуемого инструмента);
- фрикционная шовная сварка вращающимся расходуемым прутком;
- фрикционная приварка шпилек и стержней;
- сварка трением с погружением (для приварки стержней к относительно мягким материалам);
- сварка трением с промежуточным телом (разновидность сварки трением с погружением);
- прерывистая фрикционная коническая сварка (для заделки трещин, устранение дефектов в конце сварных швов при сварке

трением с перемешиванием и сварке со сквозным проплавлением);

- фрикционная шовная сварка вращающимся диском;
- линейная сварка трением (частота колебаний до 75 Гц с амплитудой до ± 3 мм);
- ультразвуковая сварка;
- ротационная пайка трением.

3. *Обработка металлов давлением:*

- фрикционная экструзия для переработки расходуемых прутков;
- фрикционная экструзия для плакирования прутков и проволоки;
- фрикционная переработка сплавов из расходуемых прутков для улучшения микроструктуры и механических свойств, в том числе литых сплавов;
- фрикционное микроформирование.

4. *Порошковая металлургия:*

- фрикционная экструзия порошков;
- фрикционное консолидирование и спекание порошковых материалов и отходов обработки.

5. *Наплавка и нанесение покрытий:*

- фрикционное припекание порошковых покрытий;
- наплавка расходуемым вращающимся прутком;
- фрикционное латунирование (бронзирование, меднение);
- фрикционное натирание.

6. *Модифицирование поверхностных слоев:*

- упрочнение фазовыми превращениями при нагреве диском трения;
- модифицирование поверхностных слоев трением с перемешиванием;
- получение дисперсно упрочненных композиционных слоев.

Сварка трением с перемешиванием (СТП) считается наиболее значительным достижением в развитии соединения металлов последнего десятилетия и является экологически чистой технологией вследствие низкой энергоемкости, экологичности и универсальности. По сравнению с традиционными методами сварки СТП потребляет значительно меньше энергии. Не требуется использование защитных газов и флюсов, что обеспечивает экологичность процесса. Соединение не требует использования присадочного металла. В отличие от традиционной сварки трением, обычно используемой для соединения небольших осесимметричных деталей, которые могут вращаться и прижиматься друг к другу, образуя соединение, сварка трением с перемешиванием может быть использована для различных типов соединений, таких как стыковые, нахлесточные, угловые стыковые и с

угловими швами. Многочисленные исследования и практика промышленного применения позволили выявить следующие основные преимущества СТП: *Металлургические*: твердофазный процесс; малое коробление деталей; хорошая размерная стабильность и повторяемость; нет потери легирующих элементов; отличные металлургические свойства в зоне соединения; тонкая микроструктура; *Экологические*: не требуется защитных газов; не требуется очистки поверхности; устраняет отходы шлифования; устраняет растворители, применяемые для обезжиривания; экономия расходуемых материалов (проволока, газы и пр.); *Энергетические*: улучшенное использование материалов (например, соединение деталей различной толщины) и снижение веса конструкций; только 2,5% энергии по сравнению с лазерной сваркой; уменьшение потребления топлива за счет снижения веса транспортной техники.

Недавно разработан метод обработки трением с перемешиванием (ОТП) в качестве универсального способа модификации микроструктуры металлических сплавов, основанный на принципах СТП. В этом случае вращающийся инструмент внедряется в монолитную деталь для локальной микроструктурной модификации заданных поверхностных слоев. Например, высокая скорость деформации сверхпластичности была получена на промышленном сплаве алюминия 7075 [2]. Технология ОТП была использована для получения поверхностного слоя композита на алюминиевой подложке, гомогенизации алюминиевого сплава, полученного порошковой металлургией, микроструктурной модификации композитов с металлической матрицей и улучшения свойств литых алюминиевых сплавов.

Процессы СТП/ОТП сопровождаются сложным движением материала и пластической деформацией. Параметры сварки, геометрия инструмента и конструкция соединения оказывают значительное влияние на форму течения материала и распределение температуры, определяя, таким образом микроструктурную эволюцию материала. Эти факторы определяют температурное поле внутри и вокруг зоны перемешивания. Это температурное поле непосредственно влияет на микроструктуру сварного шва (размер зерна, характеристики межзеренных границ, укрупнение и растворение дисперсных включений) и результирующие механические свойства сварного соединения. Поэтому актуальной является задача оценки распределения температуры при СТП/ОТП.

Современное понимание тепловых процессов при СТП.ОТП сводится к следующим тривиальным выводам: (1) при сварке сплавов алюминия максимальная температура ниже точки плавления; (2) заплечик инструмента доминирует в генерации тепла; (3) максимальная температура увеличивается с ростом скорости вращения инструмента и уменьшается с увеличением продольной скорости при постоянной скорости вращения; Более того, максимальная температура увеличивается с ростом отношения скорости вращения инструмента к его продольной скорости; (4)

максимальная температура наблюдается на поверхности контакта заплечика с деталью. Существующие теоретические и эмпирические модели основаны на различных псевдо тепловых характеристиках. Экспериментальное подтверждение этих моделей весьма ограничено и попытки корреляции различных наборов данных с моделями не выявило какой-либо общей тенденции.

Общая картина процесса включает фрикционный нагрев и адиабатический нагрев вследствие пластической деформации. Тепловой баланс на установившейся стадии СОТП можно представить в виде уравнения

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5$$

где источники генерации тепла: Q_1 – трение между заплечиком инструмента и деталью; Q_2 – трение между штырем и деталью в зоне формирования шва; Q_3 – пластическая деформация в зоне взаимодействия заплечика с деталью; Q_4 – пластическая деформация в зоне взаимодействия штыря с материалом детали; Q_5 – дополнительные источники нагрева (обычно впереди инструмента, например, лазер); источники отвода тепла q_1 – обрабатываемые детали; q_2 – инструмент; q_3 – окружающая среда; q_4 – фиксирующие и теплоотводящие приспособления; q_5 – дополнительные источники локального теплоотвода для регулирования скорости охлаждения

Рассмотрим источники нагрева при сварке и обработке трением с перемешиванием.

Стадия внедрения штыря в заготовку

Нагрев заготовки на начальной стадии внедрения можно рассматривать как действие неподвижного точечного источника [5]. Приращение температуры в точках бесконечного тела описывается выражением

$$\Delta T = \frac{2Q}{c\rho(4\pi at)^{3/2}} e^{-R^2/4(at)}$$

Здесь Q – полное количество теплоты, введенное во весь объем детали; c , ρ и a – удельная массовая теплоемкость, плотность и коэффициент температуропроводности материала детали соответственно; t – время, отсчитываемое с момента ввода теплоты; $R = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ – расстояние до рассматриваемой точки от начала координат, где была введена теплота.

Тепло, генерируемое в контакте торца пальца с заготовкой, можно представить уравнением

$$Q = \mu_{av} W_p \pi(0,75d)N$$

Здесь μ_{av} – среднее значение коэффициента трения (условно принято на следе трения диаметром 0,75 максимального диаметра d торца штыря); W_p – осевая нагрузка действия штыря на деталь; N – частота вращения инструмента. Тогда для начальной стадии контакта штыря с деталью можно получить следующее выражение

$$\Delta T = \frac{1,5\pi\mu_{av}W_p N}{c\rho(4\pi at)^{3/2}} e^{-R^2/4(at)}$$

На конечной и промежуточных стадиях внедрения цилиндрического штыря нагрев можно моделировать мгновенным линейным источником

$$Q_{pin} = \mu W_f \pi d N$$

где μ – коэффициент трения между цилиндрической поверхностью штыря и материалом детали; W_f – усилие продольной подачи инструмента относительно детали.

Удельная мощность фрикционного источника нагрева

$$q_{pin} = \frac{Q}{A} = \frac{2\mu W_f N}{h}$$

где h – высота штыря.

Полагая, что давление в контакте штыря с деталью равно пределу текучести, приращение температуры от фрикционного нагрева вращающимся штырем можно определить по формуле

$$\Delta T_{pin} = \frac{\mu\sigma_{02}(\pi d)^2 N}{\delta c\rho(4\pi at)} e^{-r^2/(4at)-bt}$$

Условно полагая, что генерируемое в контакте заплечика с заготовкой теплогенерируется на средней окружности между штырем и внешней цилиндрической поверхностью заплечика диаметром $2(R_s + r_p)$, можно получить уравнение для величины генерируемого тепла

$$Q_s = \mu W_s \left[\pi (R_s + r_p) N \right]$$

Тогда удельную мощность источника нагрева в контакте заплечика с деталью можно выразить как

$$q_s = Q_s / \pi (R_s^2 - r_p^2)$$

или

$$q_s = \frac{\mu W_s N}{R_s - r_p}$$

С учетом распределенности теплоты по нормальному закону модифицированием известного уравнения [5] можно получить выражение для распределения температуры от нагрева трением заплечика о поверхность детали

$$dT_s = \frac{\mu_s W_s N dt}{(R_s - r_p) c \rho \delta 4 \pi a (t + t_o)} e^{-r^2 / [4a(t+t_o)] - b(t+t_o)} e^{bt_o}$$

Здесь t_o – время после введения теплоты мгновенным распределенным источником теплоты; b – коэффициент теплоотдачи.

Выводы

1 Наряду с классификацией фрикционных процессов обработки необходима разработка классификации фрикционных источников нагрева и оценка их эффективности.

2 Основными факторами, определяющими температурное поле при сварке и обработке трением с перемешиванием являются давление и скорость скольжения в контакте инструмент-деталь, теплофизические и механические свойства материалов детали и инструмента, коэффициент взаимного перекрытия, характеризующий соотношение площадей трения инструмента и детали, и условия теплопередачи.

Литература

- 1 Thomas W.M., Dolby R.E. Friction Stir Welding Developments // Trends in Welding Research: Proceedings of the 6th Intern. Conf., 15-19 April 2002, Callaway Gardens Resort, Pine Mountain, Georgia, USA. – P.203-211.
- 2 Mishra R.S., Ma Z.Y. Friction stir welding and processing // Materials Science and Engineering R. - 2005, 50. - P. 1–78.
- 3 Nicholas E D: 'Friction hydro pillar processing'. Advances in Welding Technology, 11th Annual North American Welding Research Conference, 7-9 November 1995.
- 4 Кершенбаум В.Я. Механотермическое формирование поверхностей трения. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
- 5 Теория сварочных процессов / В.Н. Волченко, В.М. Ямпольский, В.А. Винокуров, В.В. Фролов и др. / Под ред. В.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1988. – 559 с.

УДК 621.9

Витренко О.С., Кириченко И.А.
ВНУ им. В.Даля, г. Луганск, Украина

ОТДЕЛОЧНО-УПРОЧНЯЮЩАЯ ОБРАБОТКА ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЁС

The article deals with the problems of finishing and strengthening body of rotation type machine-parts by means of knurls made of one sheet hyperboloid type blanks. There were determined the geometry-kinematics indexes such as relative speed of teeth surfaces, the length of contact lines, specific glide, etc., which influence the technology of machining.

Введение

Зубчатые передачи являются важнейшими элементами большей части современных машин, механизмов и приборов. Поэтому качество, надёжность и долговечность машин в значительной степени определяются качеством изготовления и отделки зубчатых колёс. Годовое производство зубчатых колёс в мире исчисляется многими сотнями миллионов штук. Столь большое распространение зубчатых передач объясняется их существенными достоинствами по сравнению с другими видами передач. Они способны работать в самых разнообразных условиях с окружающими скоростями от ничтожно малых до 150 м/с, обеспечивают передачу с постоянным передаточным отношением и отличаются высоким значением КПД, большой надёжностью, относительно малыми габаритами и простотой ухода в эксплуатации. Перечисленные достоинства зубчатых передач в основном зависят от способа окончательной обработки зубьев колёс, в процессе которой обеспечивается достижение необходимой точности геометрии зубчатого венца и чистоты рабочей поверхности зубьев.

В настоящее время для отделки зубчатых колёс на машиностроительных заводах применяется шевингование, хонингование, притирка, обкатка, накатное выглаживание, шлифование. При этом все перечисленные методы, кроме шлифования, осуществляют на специализированных станках, в которых отсутствуют принудительные цепи обката. Такое положение приводит к тому, что ошибки окружного шага исправляются недостаточно точно. Недостатком этих способов является также и то, что из-за переменного усилия по высоте обрабатываемых зубьев не обеспечивается одинаковое качество обработки боковых поверхностей зубьев.

Что касается шлифования, то важнейшей проблемой этого метода обработки является сохранение высоких механических характеристик поверхностного слоя зубьев после обработки. Поэтому после обработки проводят контроль на отсутствие прижогов и трещин на поверхности

шлифованных зубьев, что удорожает производство колёс.

Основная часть

Настоящая статья посвящена сглаживающему накатыванию, притирке, обкатке, хонингованию цилиндрических прямозубых зубчатых колёс.

Широкое использование сглаживающего накатывания, притирки, обкатки, хонингования может существенно снизить величину шероховатости, что улучшает эксплуатационные свойства и увеличивает сроки службы зубчатых колёс.

Технология сглаживающего накатывания, притирки, обкатки, хонингования позволяет без существенных затрат значительно повысить усталочную прочность, износостойкость и долговечность зубчатых передач. Сглаживающее накатывание, притирка, обкатка, хонингование зубьев, накатниками, притирками, обкатниками, хонами являются одними из наиболее эффективных процессов чистовой технологии, что делает эти процессы доступными для любого машиностроительного завода.

Кафедрами железнодорожного транспорта, технологии машиностроения и прикладной механики ВНУ им В.Даля на протяжении длительного периода времени ведутся работы по усовершенствованию сглаживающего накатывания, притирки, обкатки, хонингования зубьев цилиндрических колёс.

В настоящей статье приводятся новые технологические способы сглаживающего накатывания, притирки, обкатки, хонингования зубьев колёс. Предложенные технологии и инструменты позволили не только повысить производительность рассматриваемых процессов обработки, но и значительно уменьшить шероховатость за счёт появления выглаживания, получаемого в результате скрещивания осей квазигиперболоидных инструментов и цилиндрических зубчатых колёс.

Образуем поверхность зубьев гиперболоидного накатника, хона, притира в пространственном станочном зацеплении. Для этого запишем обрабатываемое прямозубое цилиндрическое колесо в подвижной системе координат $x_1y_1z_1$.

$$\begin{aligned}x_1 &= f_1(\theta) = -r_0(\cos \theta + \theta \sin \theta) \\y_1 &= f_2(\theta) = r_0(\sin \theta - \theta \cos \theta)\end{aligned}\tag{1}$$

где, θ – угол развертки эвольвенты; μ – расстояние по оси z_1 от координатной плоскости $o_1x_1y_1$ к торцу инструмента.

Запишем в аналитическом виде квазигиперболоидные накатника, притира, хоны обкатники 2 при помощи цилиндрического прямозубого колеса 1 (рис.1).

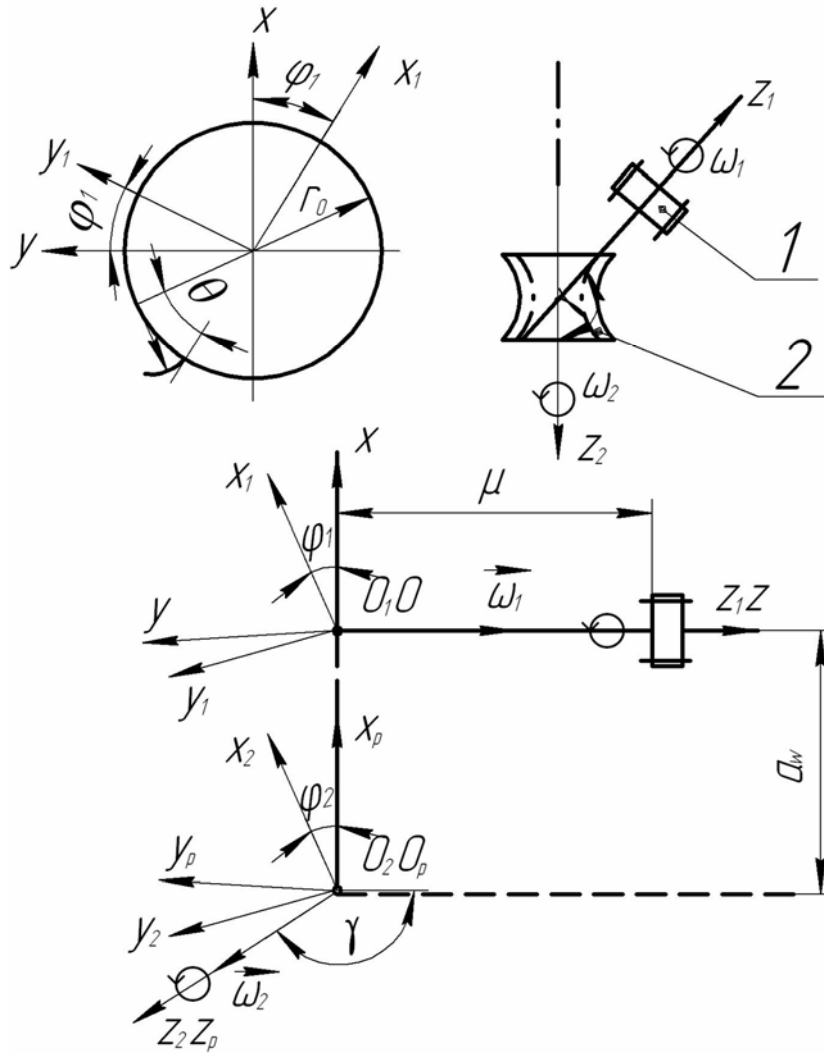


Рисунок 1 – Система перехода от изделия к инструменту

Для этого введём следующие системы координат: подвижные системы $f_1(x_1y_1z_1)$ и $f_2(x_2y_2z_2)$, связанные соответственно с прямозубым цилиндрическим колесом 1 и искомым квазигиперболоидным колесом 2, и неподвижная система $f(xyz)$, относительно которой будем задавать положение подвижных систем координат. Все эти системы изображены на рис. 1, γ - угол скрещивания осей, a_w – кратчайшее межосевое расстояние.

Переход от системы координат $x_1y_1z_1$ и $x_2y_2z_2$ совершим при помощи матрицы:

$$M_{21} = (M_{2p}M_{p0})M_{01} \quad (2)$$

Тогда связь между координатами $x_1y_1z_1$ и $x_2y_2z_2$ с учетом (1) определяется следующим уравнением

$$\begin{aligned}
 x_2 &= -r_0(\cos \theta + \theta \sin \theta)(\cos \varphi_2 \cos \varphi_1 + \cos \gamma \sin \varphi_2 \sin \varphi_1) + r_0(\sin \theta - \\
 &\theta \cos \theta)(\cos \gamma \sin \varphi_2 \cos \varphi_1 - \cos \varphi_2 \sin \varphi_1) - \mu \sin \gamma \sin \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2 \\
 y_2 &= -r_0(\cos \theta + \theta \sin \theta)(\sin \varphi_1 \cos \gamma \cos \varphi_2 - \sin \varphi_2 \sin \varphi_1) + r_0(\sin \theta - \\
 &\theta \cos \theta)(\sin \varphi_2 \sin \varphi_1 + \cos \gamma \cos \varphi_2 \cos \varphi_1) - \mu \sin \gamma \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2 \\
 z_2 &= -r_0(\cos \theta + \theta \sin \theta) \sin \gamma \sin \varphi_1 + r_0(\sin \theta - \theta \cos \theta) \sin \gamma \cos \varphi_1 + \mu \cos \gamma
 \end{aligned} \tag{3}$$

Уравнения (3) представляют собой семейство поверхностей зубьев искомого квазигиперболоидного колеса инструмента. Для связи параметров φ_1 , θ и μ запишем уравнение связи в следующем виде:

$$\vec{N} \cdot \vec{V}^{(12)} = 0 \tag{4}$$

где, \vec{N} – вектор нормали к контактирующим поверхностям; $\vec{V}^{(12)}$ – относительная скорость контактирующих поверхностей.

Совокупность уравнений (3) и (4) представляет собой поверхности зубьев искомого квазигиперболоидного инструмента.

Используя известные методы дифференциальной геометрии, получаем уравнения связи (5) в следующем виде:

$$F(\theta, \mu, \varphi_1) = 0 \tag{5}$$

Качество обработки деталей типа тел вращения в значительной степени зависит от относительной скорости скольжения, угла между вектором относительной скорости и направлением характеристик, приведенной кривизны, а также от суммарной скорости перемещения поверхностей в направлениях перпендикулярных к характеристикам. В связи с этим проведено исследование и получены относительные скорости скольжения инструмента по изделию в виде:

$$\begin{aligned}
 V_x^{(12)} &= y(u_{21} \cos \gamma - 1) - zu_{21} \sin \gamma; \\
 V_y^{(12)} &= x(1 - u_{21} \cos \gamma) - Au_{21} \cos \gamma; \\
 V_z^{(12)} &= (x + A)u_{21} \sin \gamma;
 \end{aligned} \tag{6}$$

Численный анализ приведенных выше выражений показывает, что на накатниках, роликах или круглых резцах, выполняемых из различных сечений тела вида однополостной гиперболоид относительные скорости, суммарные скорости, углы между контактной линией и скоростью

скольжения изменяются в широких пределах. Главное значение для рассматриваемых величин имеет выбор участка из гиперboloида для искомого инструмента, а также передаточное отношение u_{21} и угол скрещивания осей γ .

Таким образом, в каждом конкретном случае обработки (накатывание, резание) можно управлять скоростями $\vec{V}^{(12)}$, U_r , а также изменять угол tgV_r , и приведенную кривизну x_{np} , влияющие на технологию соответствующей обработки в широких пределах.

Выводы

В аналитическом виде получены квазигиперboloидные инструменты и колёса при помощи производящих цилиндрических колёс с эвольвентным профилем.

Получен гиперboloидный обкатной резец для зуботочения цилиндрических зубчатых колёс с эвольвентным профилем.

В аналитическом виде получены относительные скорости скольжения инструмента по обрабатываемому цилиндрическому колесу.

Найден угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактных линий.

Определена приведенная кривизна контактирующих поверхностей в направлении перпендикулярном контактными линиям.

Найдена суммарная скорость перемещения поверхностей обрабатываемых зубьев в направлении перпендикулярном контактными линиям.

Литература

- 1 Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия. – М.: Наука, 1969. – 176с.
- 2 Витренко В.А. Гиперboloидные инструменты для обработки и отделки цилиндрических прямозубых зубчатых колёс. Докт. диссертация, - Луганск, 1995. – 305с.

УДК 621.9: 629.735.33

Глоба А.В., Горобец П.И., Шевченко О.А.
НТУУ «КПІ», АНТК «Антонов», НАУ, г. Киев Украина

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ПОДДЕРЖАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗДЕЛИЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЛЕТАТЕЛЬНЫМ АППАРАТАМ

Automatized system which include softwear complex for the strength analysis of composite plastic materials structures with damiges, expert system for critical size damige estimation and optimum repair solution choice by using the proposed universal repair complite set is presented.

Введение

В современных конструкциях коммерческих самолетов широко используются полимерные композиционные материалы (ПКМ), которые имеют высокую удельную прочность и жесткость. Объем применения ПКМ на Ан-70 достиг 20% от массы его планера. В конструкциях современных самолетов ПКМ кроме второстепенных применяются также и в силовых элементах. Это требует новых подходов к сохранению их летной годности на протяжении всего периода эксплуатации. Поддержание элементов из ПКМ в работоспособном состоянии на протяжении длительного срока становится особенно актуальным на современном этапе, поскольку на первое место выходят проблемы эффективности эксплуатации.

ПКМ являются стойкими к усталости, однако чувствительны к ударам, поэтому в процессе эксплуатации или при техническом обслуживании в элементах конструкций могут возникать значительные эксплуатационные дефекты и повреждения. Ремонт таких дефектов и повреждений, особенно в условиях эксплуатации, является довольно сложным, поскольку связанный с ограниченностью ремонтных средств и доступа к ремонтным зонам, а его результаты влияют на безопасность полетов.

Общие положения

В ряде работ [1,2] были рассмотрены классификации и причины возникновения дефектов и повреждений в ПКМ. Анализ различных методов ремонта элементов конструкций из ПКМ представлен в работах [3-6] Функционирование специального программного комплекса (ПК) для оценки прочности элементов из ПКМ, которые получили дефекты или повреждение на этапе эксплуатации, было рассмотрено в [7]. В данном комплексе предусмотрена также возможность проведения оценки

влияния на прочность ремонтных накладок. При техническом обслуживании и ремонте по техническому состоянию актуальным является вопрос усовершенствования технологии ремонта повреждений и дефектов в конструкциях из ПКМ.

Основная часть

Результаты анализа информации о частоте возникновения эксплуатационных повреждений в элементах авиационных конструкций из углепластика, который является основным ПКМ для силовых элементов, показывают, что наиболее распространенными являются пробоины (49%), частота возникновения трещин, расслоений и изломов примерно одинакова и составляет по 15% и приблизительно в 6% случаев имеют место вмятины. Таким образом типовыми и наиболее опасными из эксплуатационных повреждений являются пробоины и трещины, которые представляют собой нарушение целостности обшивки на всю ее толщину или всего пакета (обшивок и заполнителя), причем для трещин характерны довольно маленькие зазоры между кромками в зоне разрушения.

Значительного внимания к возможным эксплуатационным повреждениям уже на стадии проектирования элементов конструкции с ПКМ требует реализация обслуживания и ремонта по техническому состоянию. Поврежденность элементов конструкций из ПКМ оценивают начиная с предпроектных исследований и разработки технического предложения на основе прогнозируемых условий эксплуатации и статистических данных по эксплуатационным повреждениям аналогичных конструкций из ПКМ. В работе [8] предоставлено описание программного комплекса по расчету напряженно-деформированного и предельного состояний элементов с вырезами и типовыми повреждениями. Комплекс может быть использован на стадии проектирования и на стадии эксплуатации элементов из ПКМ [7].

Программный комплекс (ПК), структурная схема которого представлена на рисунке 1, предназначен для автоматизации процесса разработки, исследований и анализа элементов конструкций летательных аппаратов (ЛА) из ПКМ, если в них имеются такие эксплуатационные повреждения как сквозные пробоины и трещины. На этапе проектирования использование комплекса позволит: устанавливать местоположения и допустимые размеры дефектов и эксплуатационных повреждений; выбирать рациональные конструктивно-технологические решения и методы по ограничению развития повреждений; определять уровни допустимых напряжений и деформаций. На этапе эксплуатации элементов из ПКМ использование ПК даст возможность проводить выбор оптимальной стратегии ремонта элемента из ПКМ и сохранение данных по повреждением.

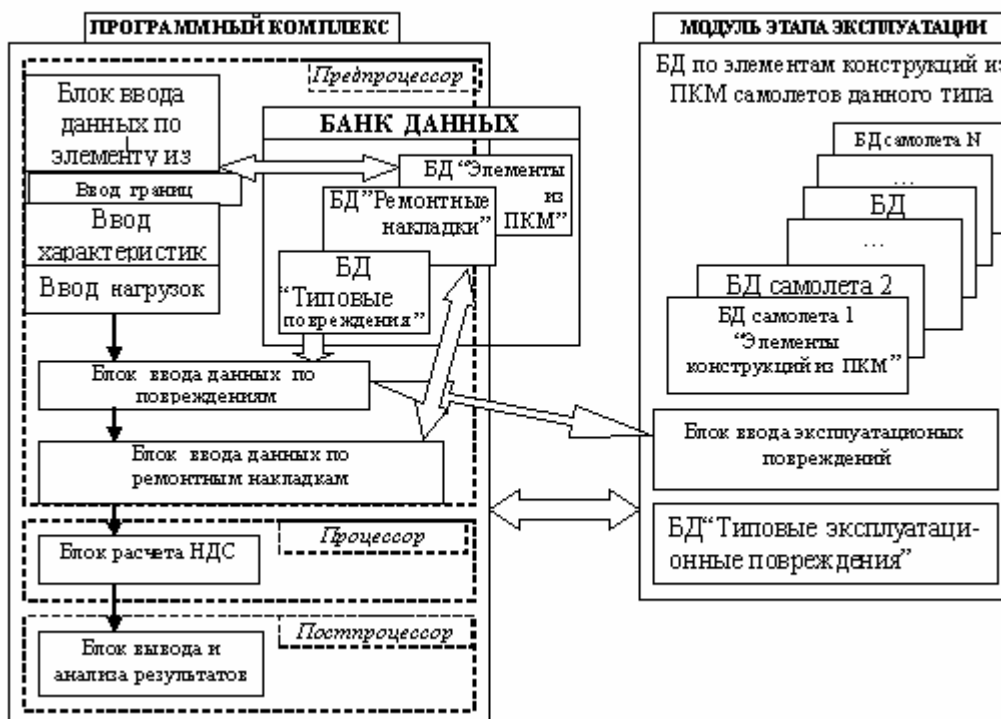


Рисунок 1 – Структурная схема программного комплекса

На этапе проектирования при выполнении расчетов на прочность элементов из ПКМ для их различных частей должны быть определены возможные размеры типовых повреждений. При выполнении этих расчетов условия на границе элемента должны соответствовать экстремальному случаю (или случаям) его нагружения или деформирования. Оценка влияния повреждений на остаточную прочность производится на основе введенных в ПК критериев прочности для элементов с повреждениями.

При выявлении эксплуатационных повреждений ПК должен позволить проводить анализ их влияния на прочность элемента с целью выбора стратегии и методов ремонта и для дальнейшего предотвращения данного повреждения (если это возможно). Информация, которая накапливается в модуле “Банк данных” по эксплуатационным повреждениям позволит учесть их влияние, или избежать их появления в ЛА данной серии.

“Модуль этапа эксплуатации” по каждому самолету или по нескольким (n) самолетам данного типа (рис. 1). имеет набор баз данных “Элементы конструкций из ПКМ” по элементам “i” самолета данного типа. Наличие информации по каждому элементу из ПКМ для самолета данного типа, позволит учесть индивидуальные особенности элементов из ПКМ такие как доработки конструкции, ремонтные зоны и усиливающие накладки.

Особенностью ПКМ является то, что такие повреждения, как пробоина, трещина или вмятина, которые было вызваны ударной погрузкой, практически не увеличиваются в эксплуатации при действии

переменных нагрузок, то важкой задачей на этапе разработки элементов является определение размера критического типового повреждения для каждого элемента. При этом должны быть учтены нагрузки, которые отвечают наиболее опасному расчетному случаю (или несколькими случаям) соответствующих норм летной годности.

Для анализа прочности элементов конструкций из ПКМ, имеющих эксплуатационные повреждения, предложена новая автоматизированная система, структурная схема алгоритма реализации которой представлена на рис.2. Система базируется на алгоритме, который основан на сравнении действительного размера повреждения с критическим размером повреждения данного типа и ориентации в данной зоне элемента из ПКМ. Условие проверки не критичности эксплуатационного повреждения состоит в сравнении характерного размера повреждения ($2L_{экспл}$) с его допустимым размером ($2L_{дон}^i$) для i -го типа дефекта или повреждение в конкретной зоне соответствующего элемента из ПКМ и может быть записана так:

$$2L_{экспл} < 2L_{дон}^i .$$

При выявлении эксплуатационных повреждений и определении их размеров и координат расположения, система позволит провести анализ их влияния на прочность элемента для выбора стратегии и методов ремонта.

В случае выявления в конструктивном элементе из ПКМ эксплуатационного повреждения должны быть быстро зафиксированные точные размеры и координаты его местоположения в конструкции. Соответствующий элемент выбирается из базы данных “Модуль этапа эксплуатации” и размеры повреждения сравниваются с критическим для данного типа дефекта в этом элементе из ПКМ и делается вывод о критичности повреждения.

К автоматизированной системе может добавляться специализированный ремонтный блок. Этот блок позволит подобрать, используя соответствующую базу данных, форму, размеры и схему армирования необходимой ремонтной заплатки и метод ее постановки, а также быстро провести анализ их влияния на прочность элемента с целью выбора стратегии и методов ремонта и для предотвращения дальнейшего развития данных повреждений.

На этапе разработки нормативно-технической документации по ремонту эксплуатационных повреждений в элементах из ПКМ невозможно предсказать все возможные виды дефектов, особенно это касается площадных и множественных дефектов. Данная проблема может быть решена путем разработки автоматизированных программ оценки влияния данного дефекта на прочность.

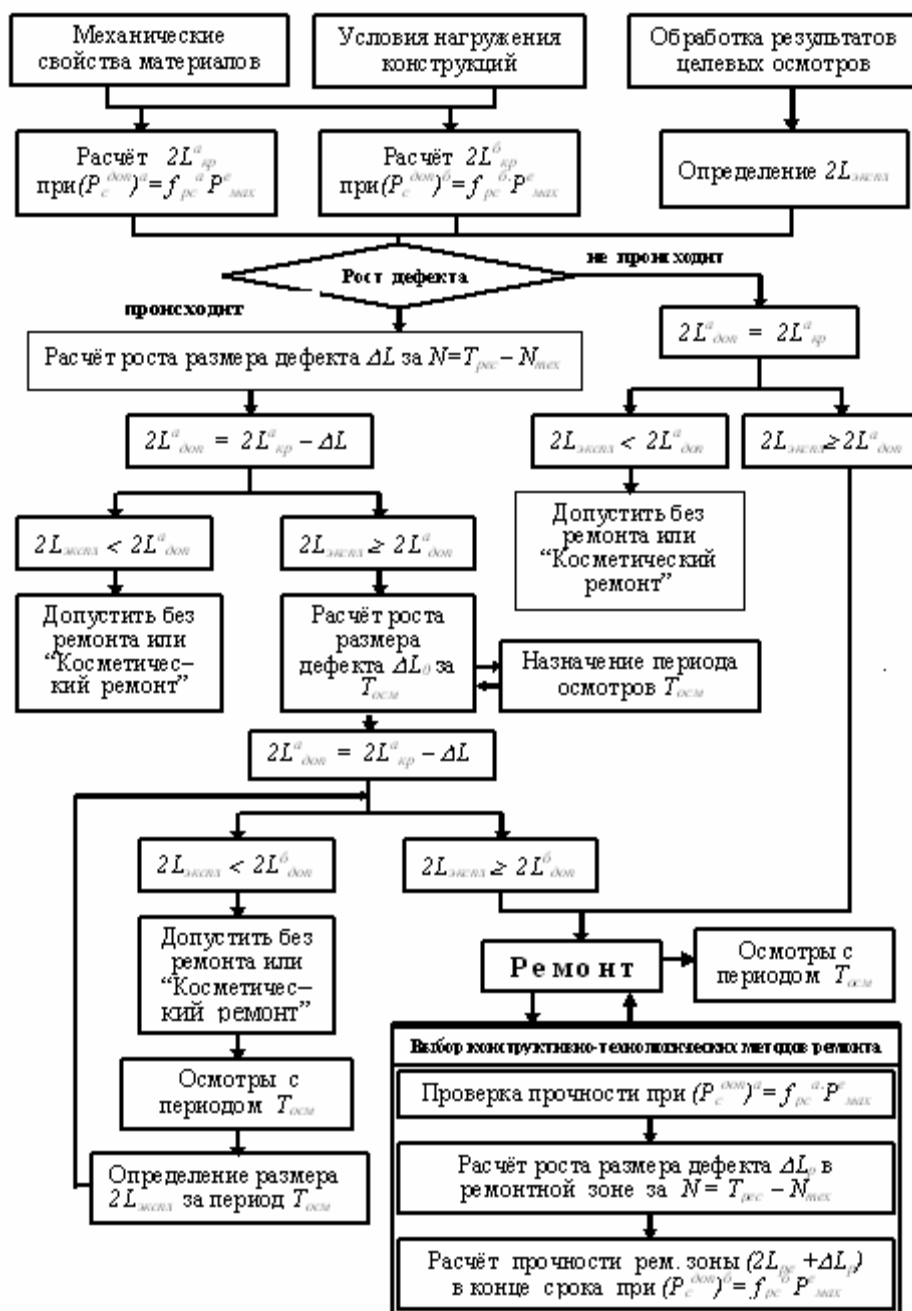


Рисунок 2 – Алгоритм оценки критичности повреждений

Комплексное определение показателей ремонта позволяет подобрать технологию ремонта ПКМ, не только удовлетворяющую эксплуатационным требованиям, предъявляемым к ЛА, но и обеспечивающую минимальную стоимость выполнения ремонтных работ.

Экспертная система на основании информации, содержащейся в базе технологических знаний и в математической модели детали из ПКМ и технологии ее обработки, принимает следующие решения:

- о необходимом наборе средств малой механизации, просмотреть их характеристики;
- подобрать необходимый набор режущего инструмента;
- сформировать план обработки детали (набор операций и переходов);

– получить полную документацию на технологию выполнения ремонта.

Выбирается оптимальный вариант, который и реализуется с использованием разработанного универсального комплекта ручного механизированного инструмента (РМИ) предназначенного для подготовки поверхностей под последующие ремонтно-восстановительные работы по устранению эксплуатационных повреждений элементов конструкций выполненных из ПКМ (киль, отклоняемые носки крыла, капот и др.).

В состав комплекта входит универсальный пневмопривод с набором 12 сменных технологических насадок, некоторые из них представлены на рис.3. Каждая из насадок в сочетании с пневмоприводом образует один из разновидностей ручного механизированного инструмента, предназначенного для выполнения конкретных технологических операций (сверление, разрезка, вскрытие больших отверстий, зачистка полировка и т.п.).

Привод пневматический универсальный (ППУ) предназначен для преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию шпинделя и передачи ее в виде вращения и крутящего момента на насадку. Привод состоит из собственно привода (ППУ) и сменных редукторных головок. В зависимости от необходимого режима подсоединяются сменные головки, за счет которых регулируется частота вращения привода. С целью удобства работы привод может быть использован в виде цилиндра или в виде пистолета, для чего он имеет съемную ручку.

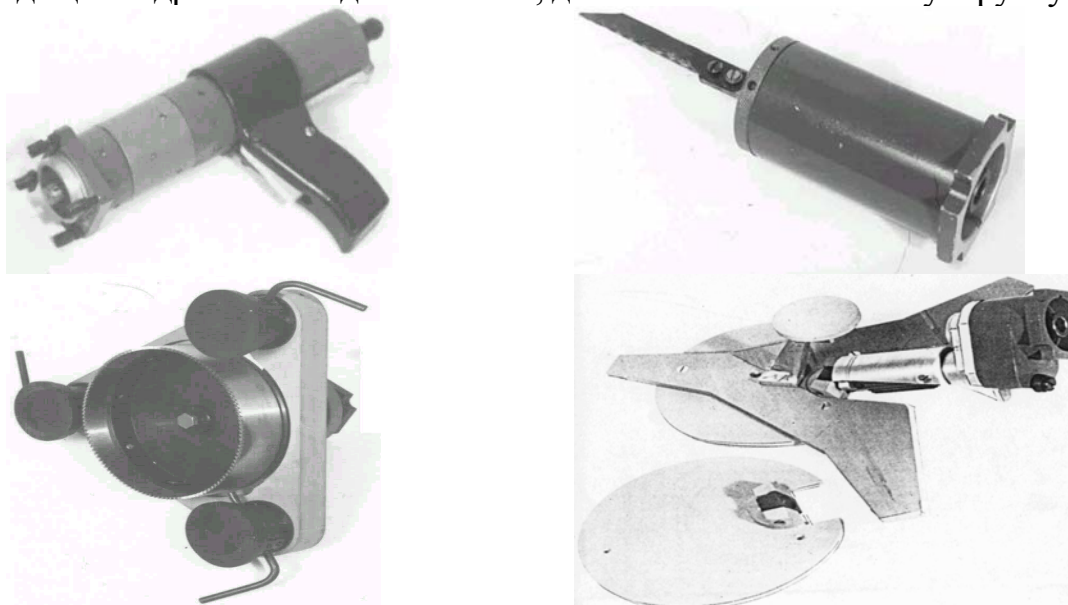


Рисунок 3 – Элементы комплекта

Для вырезки поврежденных участков применяется насадка-пила ножовочная горизонтальная (ПНГ). В процессе выполнения ремонтных работ применяется комплект пил, имеющих различную геометрию и шаг зубьев в зависимости от толщины ПКМ. Частота хода пилы выбирается в зависимости от твердостирезаемого материала.

В местах повреждений конструкций ЛА из ПКМ для вскрытия отверстий с целью установления ремонтных накладок, а также для изготовления вставок или накладок диаметром до 150 мм применяется

приспособление-насадка для разделки отверстий (ПНРО), которое крепится на обрабатываемой поверхности тремя пневмоприсосками и производится высверливание поврежденного элемента поверхности.

Для снятия фасок под углом 10° и 85° под последующую установку накладок применяют насадки – головки. В соответствии с их назначением головки могут снимать фаски в отверстиях, на прямолинейных поверхностях, так и на поверхностях, имеющих кривизну. Фаску снимает угловая фреза, которая устанавливается на головку.

Рассмотренный выше универсальный комплект РМИ для обработки конструкций из ПКМ полностью обеспечивает проведение всех технологических операций по выполнению ремонтных работ элементов ЛА. Комплект позволяет производить ремонт в полевых условиях непосредственно на ЛА, так и на снятых узлах и агрегатах.

Выводы

В работе предложена комплексная система поддержания летной годности элементов ЛА из ПКМ, которая включает программный комплекс по анализу прочности конструкций из ПКМ, имеющих эксплуатационные повреждения, и автоматизированную экспертную систему, базирующуюся на сравнении действительного размера повреждения с его критическим размером в данной зоне элемента. Ремонтный блок данной системы позволяет выбрать оптимальный метод и технологию ремонта, основные операции которой могут быть выполнены с использованием ремонтного комплекта на основе универсального пневмопривода с набором сменных технологических насадок для выполнения ремонтных операций.. Предложено выполнять оперативный ремонт пробоин и трещин в условиях эксплуатации методом постановки временных накладных заплат с последующим контролем состояния элемента.

Литература

- 1 Серенсен С.В., Зайцев Г.П. Несущая способность тонкостенных конструкций из армированных пластов с дефектами. – К.: Наукова думка, 1982. – 296 с.
- 2 Гуняев Г.М. Структура и свойства полимерных композитов.– М.: Химия, 1981. – 230 с.
- 3 Myhre S.H., Beck C.E. Repair Concept for Advanced Composite Structures.– Journal of Aircraft, 1979, 16. P. 720–728.
- 4 Карпусенко Б.Ф. Ремонт конструкций из композиционных материалов. Обзор.– В сб.: Техника, экономика, информация. Сер. «Техника и технология», 1985, вып.2. С. 28–33.
- 5 Глоба А.В. Ремонт виробів з листового композиційного матеріалу. Наука, техника, виробництво. Експрес-новини. – К.: № 5-6. 1999. С. 17-19.
- 6 Глоба А.В. Технология ремонта изделий из КМ и механизация ручного труда при ее выполнении. Материалы международной конф. «Технология ремонта машин и механизмов», РЕМОНТ-98 –К.: 1998. С. 9 – 10.
- 7 Шевченко О.А. Особливості функціонування програмного комплексу на етапі експлуатації елементів конструкцій з композиційних матеріалів// Вісник НАУ – К. – 2002. – №2. – С. 99– 103.
- 8 Шевченко О.А. Программный комплекс по расчету напряженно– деформированного состояния плоских элементов с вырезами и типовыми повреждениями методом граничных элементов// Вісник НАУ – К.– 2001.– №1. –С. 109– 115.

УДК 621.9

Витренко А.В., Орлов А.Ю

ВНУ им. В.Даля, г. Луганск, ТНУ, г. Симферополь, Украина

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС ПРИ ПОМОЩИ ГИПЕРБОЛОИДНОГО ИНСТРУМЕНТА

Technological peculiarities of teeth treatment with the help of multipass hyperbolar instrument have been investigated.

Увеличение мирового выпуска зубчатых колёс привело к жёсткой конкуренции между производителями, в связи с чем резко возросли требования к качеству и надёжности таких деталей. Также возросли требования к точности, стойкости и себестоимости зубообрабатывающего инструмента, что привело к созданию принципиально нового высокопроизводительного инструмента.

Точность профиля зуба колеса, а также качество его обработки зависят от точности зубообрабатывающего инструмента, метода его получения и окончательной обработки, а также правильного выбора технологического процесса изготовления зубообрабатывающего инструмента и зубчатого колеса.

В течение последних лет ряд исследователей в нашей стране и за рубежом пытались изготовить многозаходный инструмент для обработки зубчатых колёс. Все эти исследования направлены в основном на получение такого инструмента при помощи метода копирования или создания инструмента сложной сборной конструкции себестоимость которого не всегда окупается в процессе изготовления зубчатых колёс.

Основная часть

В рассматриваемой работе предлагается получать зубья цилиндрических прямозубых и косозубых зубчатых колёс при помощи многозаходных гиперболоидных инструментов. Такие инструменты получают как огибающие обрабатываемых зубьев в пространственном станочном зацеплении.

Однако практика изготовления и отделки таких зубьев показала, что полученный гиперболоидный инструмент очень часто получается неработоспособным, хотя все элементы технологического процесса получения такого инструмента выдержаны и соответствуют расчётным параметрам. Такое положение привело к дальнейшим исследованиям технологического процесса изготовления зубьев и созданию правильной конструкции такого инструмента.

При изготовлении и отделке зубьев зубчатых колёс на скрещивающихся валах вполне понятно и очевидно, что

зубообрабатывающий инструмент должен быть спроектирован и изготовлен на заготовке однополостного гиперboloида. Длина такого инструмента (вдоль его оси) может быть широкой или узкой, что в значительной степени зависит от вида обработки зубьев.

Исследования в области создания инструмента и технологии обработки зубьев показали, что этот процесс в значительной степени зависит от: относительной скорости скольжения контактирующих зубьев; суммарной скорости перемещения контактирующих зубьев; угла между вектором скорости скольжения и направлением контактных линий, удельных скольжений на поверхности инструмента и обрабатываемом изделии, приведенной кривизны контактирующих поверхностей, а также длины контактных линий. Наиболее наглядно видно, что происходит с технологическим процессом изготовления и отделки зубьев зубчатых колёс при изменении угла между вектором скорости скольжения и направлением контактных линий, а также самой относительной скорости скольжения.

Относительная скорость скольжения в рассматриваемой работе была найдена в следующем виде:

$$[V^{(12)}]^2 = \{-(x_1'^{-2})\sin\varphi_1 + y_1\cos\varphi_1\}(1-u_{21}\cos\gamma) + Au_{21}\cos\gamma(y_1'\sin\varphi_1 - x_1'\cos\varphi_1) - (1-u_{21}\cos\gamma)(y_1y_1' + x_1'(x_1-r))\} / \{y_1\cos\varphi_1 + x_1'\sin\varphi_1 + [(x_1-r)\cos\varphi_1 - y_1\sin\varphi_1](1-u_{21}\cos\gamma) - Au_{21}\cos\gamma - \{(x_1-r)\cos\varphi_1 - y_1\sin\varphi_1 + A\}u_{21}\sin\gamma\} \quad (1)$$

Что касается величины относительной скорости скольжения то очевидно, что её величина влияет на процесс нарезания или накатки зубьев. С её увеличением процесс выглаживания поверхности зуба улучшается, однако процесс такой обработки зависит не только от величины относительной скорости скольжения, но и от её направления.

Угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактных линий определён в следующем виде:

$$\operatorname{tg}V_r = \left\{ -\frac{\partial F}{\partial \psi} \left(\frac{\partial \vec{r}_1}{\partial \psi}, \vec{V}^{(12)} \right) [(x_1')^2 + (y_1')^2] - \frac{\partial F}{\partial V} \left(\frac{\partial \vec{r}_1}{\partial V}, \vec{V}^{(12)} \right) \right\} / \left[\frac{\partial F}{\partial V} \left(\frac{\partial \vec{r}_1}{\partial \psi}, \vec{V}^{(12)} \right) - \frac{\partial F}{\partial \psi} \left(\frac{\partial \vec{r}_1}{\partial V}, \vec{V}^{(12)} \right) \right] \sqrt{(x_1')^2 + (y_1')^2} \quad (2)$$

Из последнего выражения очевидно, что в точках контактных линий на поверхности зубьев, для которых знаменатель выражения равен нулю, $V_r = 90^\circ$, что является самым благоприятным условием накатывания зубьев и самым неблагоприятным для их нарезания. В точках контактных линий для которых числитель последнего выражения равен нулю, $V_r = 0^\circ$, что

является самым благоприятным условием для процесса резания и самым неблагоприятным условием для процесса накатывания зубьев.

Рассмотрим как изменяется величина относительной скорости скольжения в зависимости от угла скрещивания осей обрабатываемой детали и инструмента, а также от количества заходов инструмента, влияющих на геометрию инструмента (рис.1).

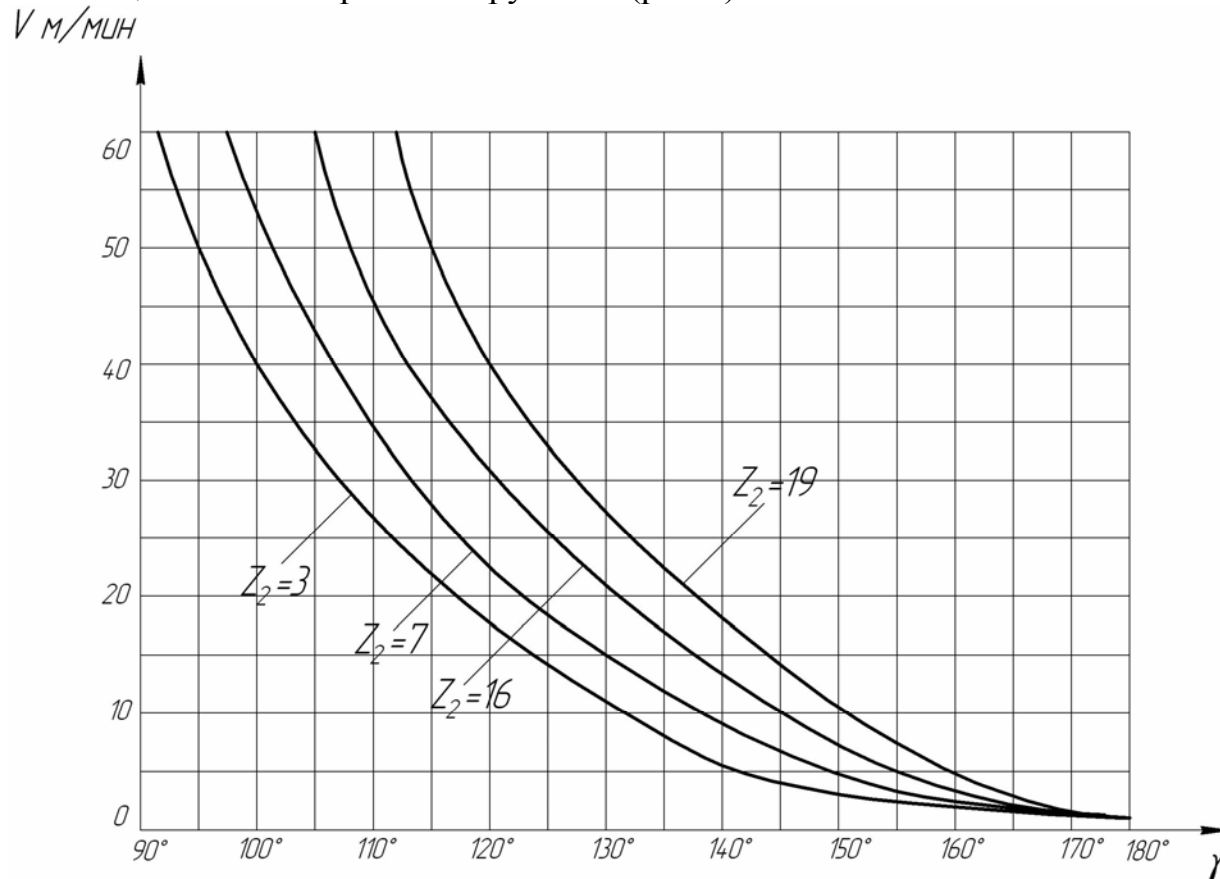


Рисунок 1 – Влияние угла скрещивания осей изделия и инструмента на относительную скорость скольжения.

Из графика понятно, что с уменьшением угла скрещивания осей и увеличением количества заходов инструмента, увеличивается относительная скорость скольжения, благоприятно сказывающаяся на процесс обработки зубьев.

Теперь рассмотрим как влияет угол скрещивания осей и геометрия зубообрабатывающего инструмента (количество заходов и конструктивные параметры) на процесс изготовления зубьев, а также на угол между относительной скоростью скольжения и направлением контактных линий (рис.2).

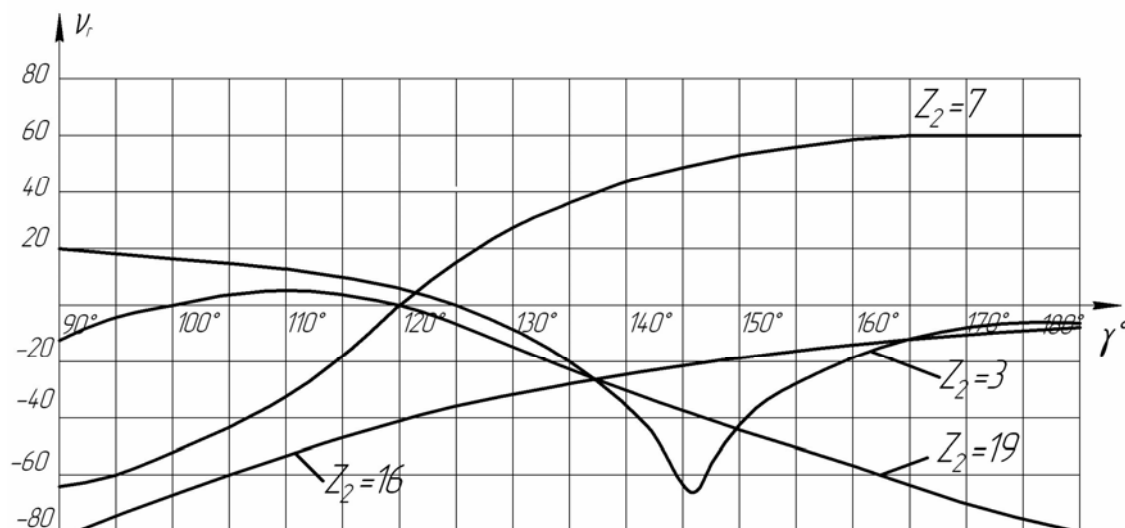


Рисунок 2 – Влияние угла скрещивания осей изделия и инструмента на угол между вектором скорости скольжения и направлением контактных линий.

Аналізуючи розглядавані графіки бачимо, що залежності кута між контактною лінією мають складну геометричну форму, залежачу від кількості заходів інструмента та його геометричної форми. При певних кутах скрещивання осей ці графіки перетинають горизонтальну вісь, тобто напрямок кута змінює своє значення. Тут спостерігаються особливі точки, в яких процес різання та накатки не вигідний, відповідно конструювати інструмент з такими параметрами не можна, оскільки він виявиться непрацоспособним.

Выводы

- 1 Найдено в аналитическом виде профиль многозаходного гиперболического инструмента, определяемый как огибающая обрабатываемого цилиндрического зубчатого колеса.
- 2 Выявлены основные геометро-кинематические параметры обработки зубьев, влияющие на вид механической обработки и профиль зубообрабатывающего инструмента.
- 3 Найдены особые точки, позволяющие ещё на стадии проектирования судить о работоспособности разработанного инструмента.
- 4 Определены особенности технологии изготовления зубчатых колёс и инструмента для их производства.

Литература

- 1 Витренко В.А. Изготовление и отделка цилиндрических зубчатых колёс гиперболическими инструментами. Монография. Луганск, изд-во ВЛУ, 1994. – 112с.
- 2 Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. – 432с.
- 3 Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Наука, 1968. – 584с.
- 4 Родин П.Р. Климов В.И. Технология изготовления зуборезного инструмента. Киев, Техника, 1982. – 207с.

УДК. 621.7.04

Маковецкий А.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ПОЛЫХ ИЗДЕЛИЙ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ИНСТРУМЕНТАМИ КАЧЕНИЯ

In a paper articles and the instruments obtained by pressing machining on cutting machines are considered. The executed experimental researches and a simulation modeling of process with use of the penetrator. The results used for adjustment of technology are obtained.

Введение

В связи с оживлением машиностроительного производства приобретает актуальность задача использования металло и энергосберегающих технологий, в частности технологий получения изделий из проката. Известны приемы ротационной вытяжки и обкатки [1,2], позволяющие деформировать вращающиеся заготовки из проката специальным инструментом с использованием неспециализированного в случае мелкосерийного производства и специализированного оборудования для серийного [3].

В настоящее время эти приемы стали более универсальными, позволяя деформировать более широкую номенклатуру проката и полуфабрикатов из него. Это дает возможность в первую очередь получать ряд заготовок, а также деталей цельными, а не составными как ранее, во вторую, изменить тип производства в сторону увеличения серийности за счет совершенствования технологии, и наконец в третью уменьшить затраты на механообработку и вспомогательные операции.

Такие технологии в настоящее время эффективно применяют как США так и в Германии, однако, в последнее они нашли широкое использование, а в ряде случаев и развитие в странах, новых членах Евросоюза, а также Росси, экономика которой находится на подъеме.

Следовательно, для Украины, которая обладает громадным практически невостребованным научно-техническим потенциалом это проблема является актуальной.

Для получения заготовок типа оболочек цельными преимущественно тонкостенных необходимо провести ряд дополнительных экспериментальных и теоретических исследований, которые позволят отработать технологии получения сложных многополостных изделий.

Разработанные технологии позволят перейти к крупносерийному и массовому производству изделий, с одновременным снижением затрат на механообработку.

Развитию и исследованию современных методов обработки ротационным деформированием оболочек посвящены работы [4,5]. Однако существует необходимость в исследовании возможностей получения более широкой номенклатуры изделий.

Основная часть

Следовательно, целью настоящей работы является исследование возможностей получения изделий сложной конфигурации типа тонкостенных оболочек с использованием технологических приемов ротационного деформирования.

Расширение номенклатуры получаемых изделий дает возможность получать деформированием ряд изделий цельными может быть получено несколько разновидностей заготовок, в том числе заготовок с полостями рис.1.

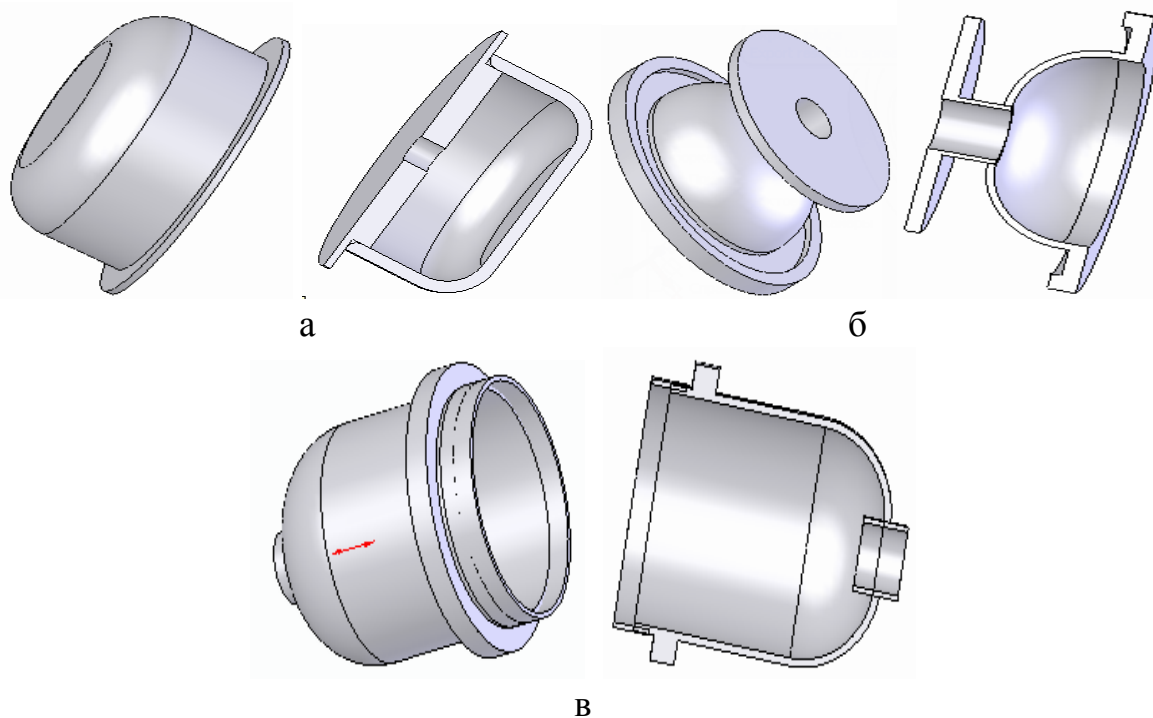


Рисунок 1 – Формы изделий, которые можно получать х ротационной формовкой с одной полостью
а- отстойник; б- переходник; в- корпус

Более сложные изделия, с двумя полостями и более представлены на рис.2.

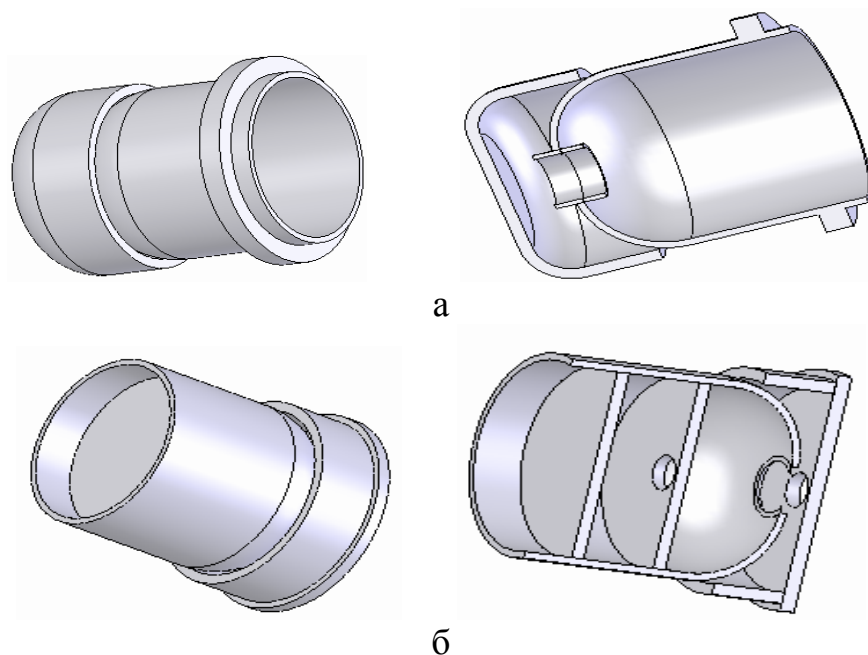


Рисунок 2 – Формы изделий, которые можно получать ротационной формовкой с двумя и более полостями
а- реактор;б- охладитель

Кроме того, развитие ротационных методов деформирования, требует использования более совершенного инструмента для деформирования.

При этом в результате проведенных исследований [6] были предложены для различные инструменты, как трения, так и качения [5]. Однако выполненный анализ показал возможность использования в технологическом процессе следующих инструментов, рис. 3.

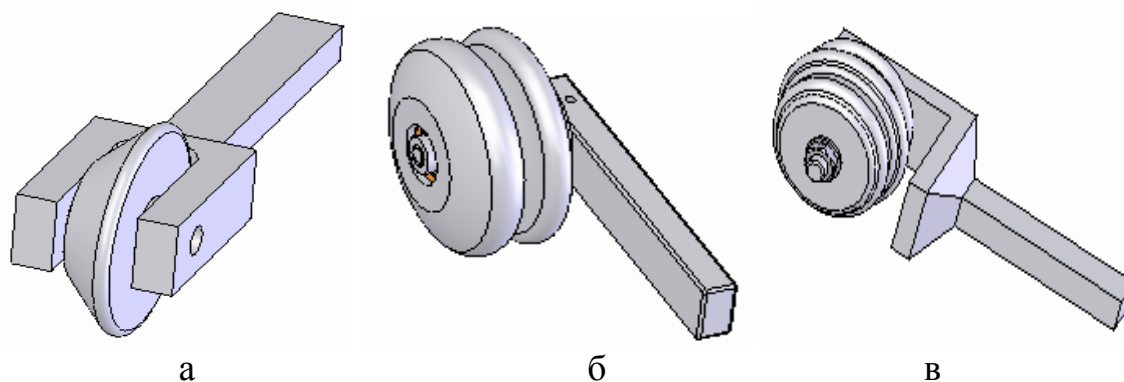


Рисунок 3 – Инструменты качения различного типа для ротационного деформирования тонкостенных оболочек
а- с одной рабочей кромкой -левой; б- инструмент с двумя рабочими кромками;
в- сборный инструмент

При этом характер деформирования предложенными инструментами, рис.3, был подтвержден теоретическими или расчетными методами [6]. Однако необходимо провести экспериментальные исследования

нагружения оболочек, моделируя воздействие на изделие предложенных типы деформирующего инструмента.

В качестве методики экспериментальных исследований принята методика изложенная в работе [7]. Исследовалось нагружение поперечным индентором тонкостенных оболочек, с соотношением $S/D = 0,0125 \dots 0,024$.

В этом случае использовались инденторы из Стали 45, закаленные, рис. 4 а, схема приложения нагрузки показана на рис. 4 б.



Рисунок 4 – Инденторы и схема деформирования оболочки
а- инденторы; б- схема деформирования оболочки индентором

На основании проведенных исследований был получен ряд результатов, характеризующих поведение заготовки под действием поперечно смещающего индентора в специальном устройстве, рис.5.

На рис. 5 приведены графики иллюстрирующие внедрение поперечного индентора в тонкостенную оболочку и отражающие зависимость усилия внедрения P от смещения δ .

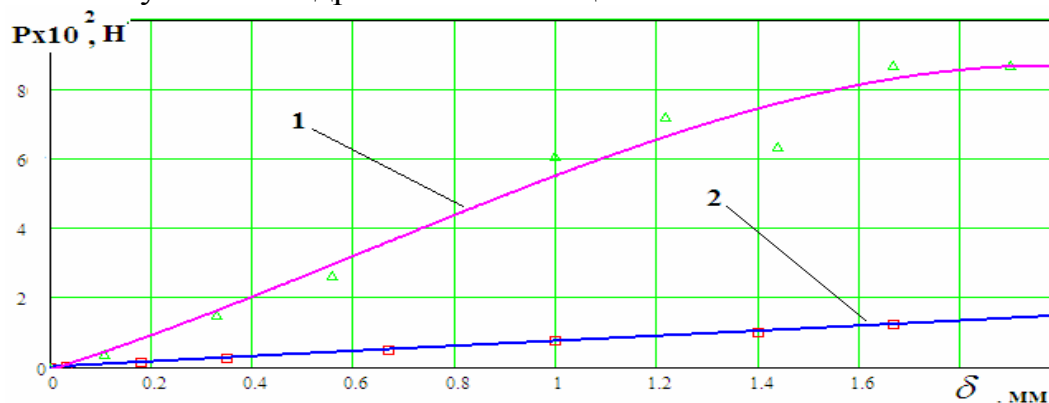


Рисунок 5 – Зависимость усилия деформирования от величины смещения индентора, случай холодного деформирования горячекатаной трубки, кривая 1 $S/D = 0,024$; случай горячего деформирования сварной трубки, сварной шов под очагом деформации, кривая 2, $S/D = 0,0125$

Анализ полученных кривых, рис. 5, свидетельствует о различном характере зависимости усилия от смещения, в случае оболочки деформируемой на холодно, кривая 1, рис. 5, усилие растет более круто, достигая своего пика при значительно больших величинах. При

деформировании горячей оболочки зависимость более пологая и близка к линейной.

Это свидетельствует о более благоприятных условиях локальной горячей обработки по сравнению с холодной, однако, точность при этом будет меньше.

Дополнительно проведенный конечно-элементный анализ [8] оболочки с соотношением $S/D = 0,024$, приведен на рис.6.

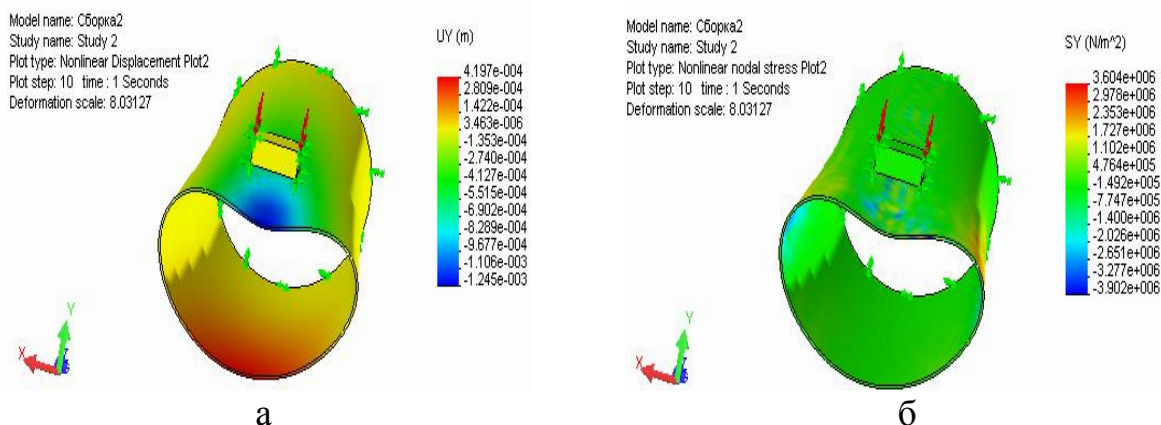


Рисунок 6 – МКЭ анализ деформируемой оболочки, $S/D = 0,024$, при уровне нагружения в плоскости индентора, $P = 100$ МПа
 а- перемещения в направлении оси Y ; б- напряжения в направлении оси Y

Имитация поперечных деформаций и напряжений свидетельствует о наблюдающейся потере устойчивости формы, при поперечных усилиях $Q = 40 \dots 800$ Н.

Сравнение с другими моделями потери устойчивости оболочек показывает следующее.

При определении радиальных усилий для расчета бесконечной оболочки с поперечным распределением усилий по кругу в работе [9] приведены выражения, которые могут служить оценками прогиба

$$w = \frac{\sqrt[4]{3} h Q^*}{2\sqrt{1-\nu^2}} e^{-\mu|x|} (\cos \mu x + \sin \mu |x|),$$

при этом

$$Q = \frac{Q^* (1-\nu^2)^{3/4}}{E h} \left(\frac{R}{h}\right)^{3/2}, \text{ где } Q^* = 0,344.$$

$$\mu^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}.$$

К сожалению, эти выражения можно использовать только в случае осесимметричной задачи, представленная же схема такой, увы не является.

Сравнение экспериментальных результатов можно провести с моделью приведенной в работе [7] в соответствии выражениями

$$\frac{Pr}{M_o} = \frac{4 \cos \zeta}{\sin\left(\frac{\pi}{4} - \alpha - \zeta\right)}, \quad (1)$$

где kr - радиус круглого индентора; ζ - угол точки контакта; α - независимая переменная.

На основе выражения (1) построены графики, рис.7.

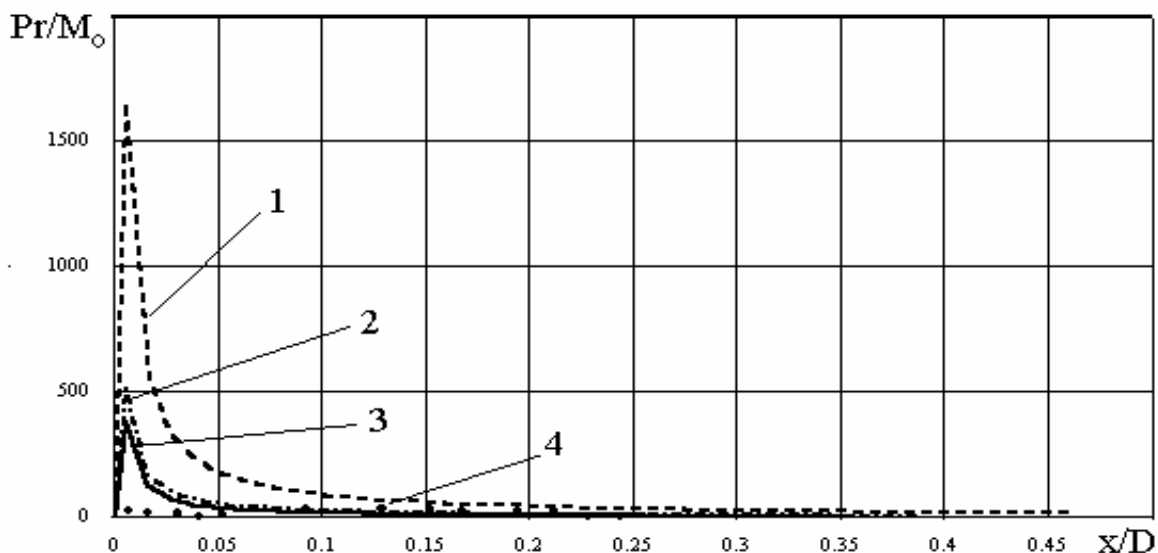


Рисунок 7 – Зависимость относительной нагрузки от относительного прогиба оболочки, для случаев $kr=10^4$ (1), $kr=0,3$ (2), $kr=3$, (3) и $kr=3$ (4) в случае холодной, модель деформации [10]

Анализ графиков, рис. 7, выполненных по результатам работ [7, 10] свидетельствует о том, что рассмотренная модель может приближенно использоваться при описании начальной стадии деформации оболочки с $S/D = 0,024$. Однако она не адекватно приспособлена к описанию процесса горячего деформирования оболочки, рис. 5, кривая 2.

На основании приведенных результатов можно сделать заключение о технологических ограничениях на технологический процесс получения тонкостенных оболочек.

Выводы

Предложены инструменты для малоотходного безоправочного деформирования изделий из проката на станках токарной и других групп, позволяющего снизить затраты металла и трудоемкость последующей механообработки деталей сложной конфигурации с внутренними полостями.

Проведены экспериментальные исследования, а также конечно - элементное моделирование деформированного состояния заготовки типа оболочки индентором, что позволило определить показатели поперечного нагружения давилым инструментом изделия в процессе обработки.

Выполненные исследования позволили получить результаты необходимые при отработке технологических процессов ротационного деформирования изделий в производственных условиях.

Литература

- 1 Производство изделий машиностроения горячей обкаткой/В.С.Рыжиков, В.К.Удовенко, А.В.Маковецкий и др.; Под. ред. В.С.Рыжикова, В.К.Удовенко. - Краматорск. ДГМА, 2006. - 284 с.
- 2 Могильный Н.И. Ротационная вытяжка оболочковых деталей на станках. -М.: Машиностроение. 1983. 192с.
- 3 Гредитор М.А. Давильные работы и ротационное выдавливание. -М.: Машиностроение. 1971. -237 с.
- 4 Маковецкий А.В. К исследованию комбинированного деформирования труб из алюминиевых сплавов // Удосконалення процесів та обладнання обробки металом тиском в металургії і машинобудуванні. Краматорськ-Слов'янськ: ДДМА. -2000. - С.332-338.
- 5 Маковецкий А.В., Маковецкий В.В. Исследование инструментов ротационной обработки усовершенствованной конструкции // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. Наукових праць. Вип.19. –Краматорськ: ДДМА -2006. –С.88-95.
- 6 Маковецкий О.В. Використання скінченноелементної моделі при технологічному редукуванні вісесиметричних оболонок // Машинознавство. – Львів, 2007. -№1(115). - С.14-18.
- 7 Маковецкий А.В. Исследование деформации и разрушения тонкостенных оболочек // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. Зб. наукових праць. Луганськ. ВСНУ, 2003.-С.72-77.
- 8 Алямовский А.А и др. Solid Works. Компьютерное моделирование в инженерной практике /А.А. Алямовский, А.А., Собачкин Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. –СПб.: БХВ-Петербург, 2005.- 800 с.
- 9 Григолюк Э.И. и др. Устойчивость оболочек. Э.И.Григолюк , В.В.Кабанов. М.: Наука: ФМЛ, 1978. -360с.
- 10 V.P.-W.Shim. W.J.Stronge. Lateral Crushing of Thin walled Tubes between cylindrical Indentors/ Int. J. Mech.Sci. 1986. T.28. p. 683-707.

УДК 621.9

Мищук В.Я.

ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

ФОРМИРОВАНИЕ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛИ ПРИ ОБРАБОТКЕ СВОБОДНЫМИ АБРАЗИВАМИ В ВИБРИРУЮЩИХ РЕЗЕРВУАРАХ

The physicomachanical features of formation of the microrelief of a part surface at the treatment by free abrasives in vibrating reservoirs under shock deforming conditions have been examined. The formula for determination of a mean value of the instillation depth of the abrasive granule into a treating surface has been received.

Поверхность детали не является идеально гладкой даже в том случае, когда она подвергнута обработке с использованием финишных операций. Обработанная поверхность имеет совокупность шероховатостей определённой величины, формы и направленности.

При виброобработке, как и при других финишных операциях обработанная поверхность детали представляет собой пересечение исходных шероховатостей с новыми следами обработки, характерными для достижения требуемого технологического результата. Характер этого пересечения может быть различным при различных условиях виброобработки, то есть формирование поверхностного слоя деталей является результатом его деформирования гранулами среды с одновременным действием физико-механических процессов при взаимном давлении и относительном перемещении гранул среды и деталей в вибрирующем резервуаре.

При обработке в свободной абразивной среде удаление дефектного слоя с поверхности детали происходит в результате действия таких процессов, как: микрорезание со съёмом металла; выкрашивание при многократном деформировании участков поверхности и их усталостном разрушении; образование и механическое удаление вторичных структур, возникающих при взаимодействии с окружающей средой (химически-активные растворы, поверхностно-активные вещества) [1].

Съём металла и формирование микрорельефа обрабатываемой поверхности при виброобработке сопровождается образованием следов динамического воздействия гранул среды следующего характера:

- следы в виде царапин длиной до 0,7 мм, которые возникают в результате микрорезания при относительном перемещении и взаимном давлении гранул и деталей (рис. 1, а);

- следы кратерообразного типа, являющиеся следствием прямого удара гранулы об обрабатываемую поверхность (рис. 1, б);

- следы в виде вмятин в форме шарового сегмента, которые возникают при обработке в среде стальных шариков на операциях виброполирования и виброупрочнения, где основой процесса является пластическое деформирование поверхностей (рис. 1, в).

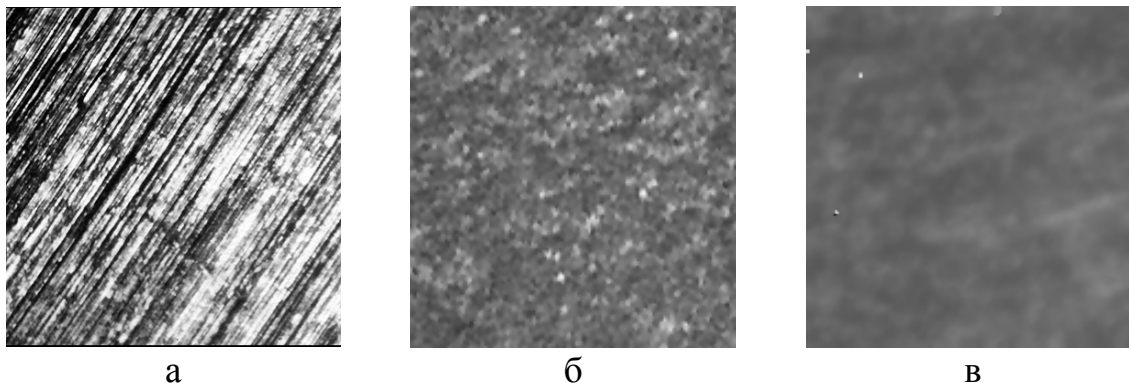


Рисунок 1 – Следы динамического воздействия гранул среды на обрабатываемую поверхность

При виброобработке происходит соударение тел, не обладающих абсолютной упругостью. В этой связи имеет место определённая величина упругой и пластической составляющей величины внедрения гранулы в металл обрабатываемой поверхности. Максимальная величина глубины внедрения гранулы в поверхность детали определяется как: $h_{max} = \frac{\psi P_N}{\pi D \sigma_T}$,

где ψ - постоянный коэффициент; P_N - нормальная составляющая силы удара гранулы о поверхность детали; D - диаметр отпечатка гранулы при её внедрении в поверхность детали; σ_T - предел текучести материала детали. Упругопластические деформации гранул среды в зоне соударения с деталью не учитываются, в виду значительной твёрдости материала гранулы.

Под действием нормальной составляющей силы удара гранулы о деталь металл её поверхности начинает течь и выдавливаться вокруг периферии воздействующей сферической части гранулы, образуя след от пластического сжатия (рис. 2).

При ударе гранулы о деталь под углом менее 90 градусов, то есть при косом ударе, нормальная составляющая силы удара вызывает внедрение гранулы в поверхность детали, а касательная составляющая способствует сдвигу в деформируемом слое металла. Основное воздействие на образование микрошероховатости обрабатываемой поверхности оказывает нормальная составляющая силы удара, которая согласно теореме импульсов [2] равна: $P_N = \frac{2\Delta S_x}{\Delta t}$, а также касательная составляющая

$P_{\tau} = \frac{\Delta S_y}{\Delta t}$, где S_x , S_y - нормальная и касательная составляющие импульса силы удара гранулы о поверхность детали; Δt - время соударения гранулы и обрабатываемой поверхности, равное сумме времени внедрения гранулы в поверхность детали и времени отскока гранулы от этой поверхности, в течение, которого происходит процесс микрорезания.

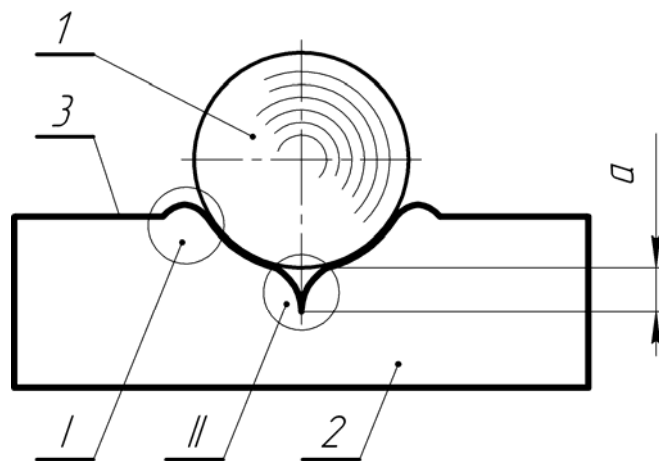


Рисунок 2 – Схема образования на поверхности детали следа удара гранулы среды: 1 – гранула среды; 2 – деталь; 3 – след пластического сжатия; I – область разрыва; II – область выдавленного слоя металла; а – разрыв металла поверхностного слоя

Величина P_N нормальной составляющей силы удара определяется с помощью уравнений: $\Delta S_x = \frac{(1+\chi)mM}{m+M}(V_1 \sin \alpha_1 - V_2 \sin \alpha_2)$ и

$$\Delta S_y = \frac{(1+\chi)mM}{m+M}(V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2), \quad \text{где } \chi \text{ - коэффициент}$$

восстановления металла поверхностного слоя детали после соударения с гранулой среды; m - масса гранулы среды; M - масса обрабатываемой детали; V_1 и V_2 - скорости движения центра тяжести гранулы и детали в момент их соударения; α_1 и α_2 - углы между направлением скорости движения гранулы и детали и нормалью к линии между центрами их тяжести. Решая совместно представленные уравнения получим:

$$P_N = \frac{2(1+\chi)mM(V_1 \sin \alpha_1 - V_2 \sin \alpha_2)}{\Delta t(m+M)}. \quad \text{Отсюда величина пластического}$$

внедрения гранулы в металл обрабатываемой поверхности детали определяется выражением: $h = \frac{\psi(1+\chi)mM(V_1 \sin \alpha_1 - V_2 \sin \alpha_2)}{\pi d \sigma_T \Delta t(m+M)}$, где d -

размер абразивных частиц, выступающих из связки материала гранулы.

В работах проф. А.П. Бабичева [1], изучающих формирование микрорельефа поверхности детали после виброобработки, указывается, что

глубина внедрения гранул рабочей среды в поверхность детали практически во всех случаях соизмерима с высотой её микронеровностей, то есть шероховатостью.

Исследования, проведенные во ВНУ им. В. Даля с помощью кино- и фотосъемки [3], показывают, что микрошероховатость поверхности деталей после виброобработки имеет нерегулярный характер и образована ударами гранул среды, имеющими различные углы встречи с обрабатываемой поверхностью. При оптическом рассмотрении обработанной поверхности можно определить следы обработки при воздействии гранул, направленных под прямым и косым углом к поверхности детали. На участке этой поверхности длиной L имеется n_{np} следов от прямых и n_k от косых ударов гранул. Среднее значение глубины внедрения гранулы в обрабатываемую поверхность составит:

$$H_{cp} = \frac{(h_{min} + h_{max})n_{np} + (h'_{min} + h'_{max})n_k}{2(n_{np} + n_k)},$$

где h_{min} и h_{max} - минимальная и

максимальная глубина внедрения гранулы в обрабатываемую поверхность при прямом ударе; h'_{min} и h'_{max} - минимальная и максимальная глубина внедрения гранулы в обрабатываемую поверхность при косом ударе; n_{np} и n_k - количество прямых и косых ударов гранулы об обрабатываемую поверхность.

Количество числа ударов гранул среды по обрабатываемой поверхности детали определяется как $n \approx 1,08...1,12\omega$, где ω - частота колебаний резервуара виброустановки, кол/мин. Для типовых технологий НИЛ «ОСА» ВНУ им. В. Даля, реализуемых на виброустановках моделей ВМСИ-25; ВМСИ-100; ВМСИ-250 в большинстве случаев величина частоты колебания резервуара составляет 3000 кол/мин [4, 5]. При такой частоте $n \approx 3350$, в том числе количество прямых и косых ударов составляет, соответственно, $n_{np} \approx 0,25n \approx 850$ и $n_k \approx 0,75n \approx 2450$.

Глубина внедрения гранулы в поверхность детали пропорциональна нормальной составляющей скорости их соударения, то есть $V_1 \sin \alpha_1 - V_2 \sin \alpha_2 = V_{cp}$, где V_{cp} - средняя скорость соударения. Очевидно, что величины $V_1 \sin \alpha_1$ и $V_2 \sin \alpha_2$ представляют собой скорости гранулы и детали, направленные вдоль линии, соединяющей их центры тяжести.

Нормальные составляющие скоростей движения гранулы и детали в колеблющемся резервуаре можно определить по годографам их скоростей (рис. 3). При наложении годографов скоростей гранулы и детали устанавливаются углы между их скоростями в каждой из выбранных точек измерения скорости. В этом случае угол в точке 1 будет равен α_1 , в точке 2 - α_2 и т.д. Таким образом, среднее значение угла α_{cp} в течение одного

периода колебания резервуара составит: $\alpha_{cp} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n}{n}$, где n - число точек измерения скорости по годографу.

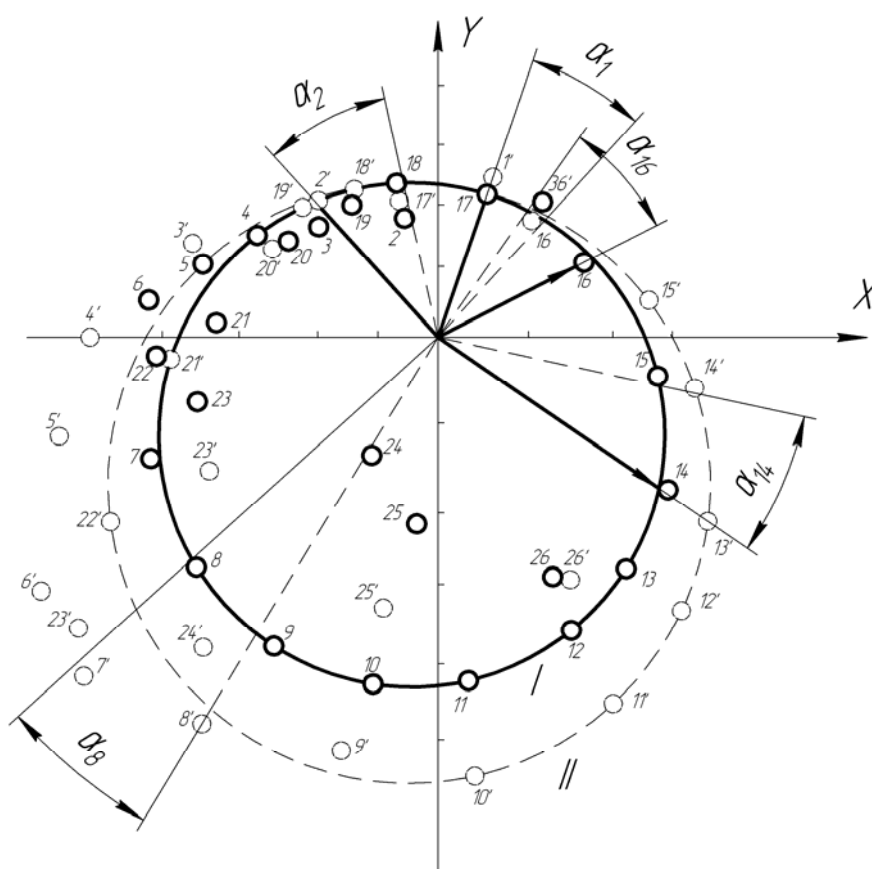


Рисунок 3 - Схема для определения угла встречи гранулы и детали:
 I – годограф скорости движения детали; II – годограф скорости движения гранулы

В процессе обработки соударение гранул среды с деталью может произойти в любой точке траектории их движения. Углы между скоростью движения гранулы и детали в каждой точке годографа приблизительно равны между собой. В этой связи можно сделать допущение, что скорости движения гранулы и детали направлены одна относительно другой под углом α_{cp} (рис. 4). При этом возможны два положения линии соударения O_1O_2 , когда последняя совпадает: со скоростью V_1 гранулы (линия $O'_1O'_2$); со скоростью V_2 детали. Средняя скорость V_{cp} соударения с учётом нормальных и касательных составляющих скоростей V_1 и V_2 определится

как: $V_{cp} = \frac{(V_1)_N + (V_2)_N}{2}$. Так как соударение осуществляется под углом α_{cp} , то $\sin \alpha_1 = \sin \alpha_2$. Заменяя скорости $(V_1)_N$ и $(V_2)_N$ их значениями,

получим $V_{cp} = \frac{(V_1 - V_2) \sin \alpha_{cp}}{2}$.

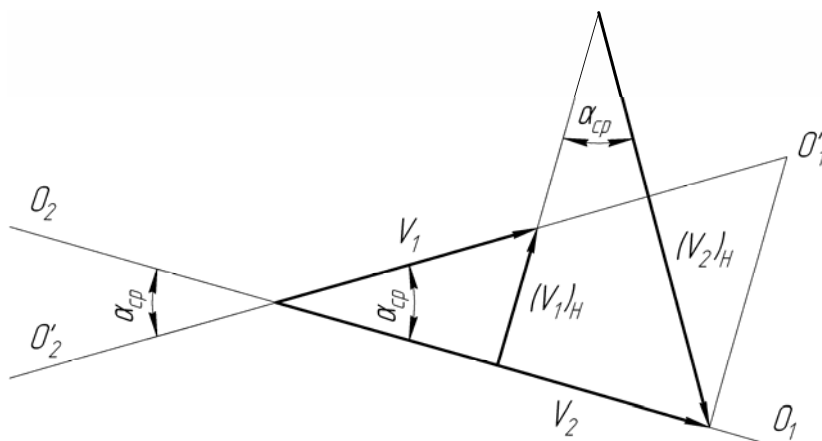


Рисунок 4 - Схема для определения скорости соударения гранулы и детали:
 $(V_1)_n$, $(V_2)_n$ - нормальные составляющие скоростей движения гранулы и детали

Скорости движения гранул и деталей в вибрирующем резервуаре в течение одного периода колебания изменяется по величине и направлению. Они пропорциональны скоростям движения резервуара. Для скоростей движения гранул степень пропорциональности учитывается коэффициентом подобия ϑ_1 , для скоростей движения детали - ϑ_2 . Тогда усреднённый коэффициент подобия скоростей движения для гранулы за период колебания резервуара определится как значение коэффициентов

подобия по точкам годографа: $\vartheta_1 = \frac{\sum_1^n \frac{(V_1)_i}{(V_p)_i}}{n}$, где $(V_1)_i$ - скорость движения

гранулы в i -ой точке; $(V_p)_i$ - скорость движения резервуара в i -ой точке.

Аналогично находится коэффициент подобия скоростей движения для

детали $\vartheta_2 = \frac{\sum_1^n \frac{(V_2)_i}{(V_p)_i}}{n}$.

Скорость гранулы определяется выражением: $V_1 = \vartheta_1 A \omega$, где A , ω - частота и амплитуда колебаний резервуара. Скорость детали определяется выражением: $V_2 = \vartheta_2 A \omega$.

Величина скоростей гранулы и детали изменяется в зависимости от удаления от рабочих поверхностей резервуара. Так как усилие взаимодействия гранулы и детали прямопропорционально скоростям их движения, то распределение скоростей по сечению резервуара в плоскости его колебаний пропорционально распределению давления рабочей среды. При этом величина скорости гранулы будет равна: $V_1 = k_d \xi \vartheta_1 A \omega$, где k_d - коэффициент затухания динамического давления среды; ξ - коэффициент

продолжительности силового воздействия. Величина скорости детали: $V_2 = k_{\delta} \xi \vartheta_2 A \omega$.

Значение нормальной составляющей скорости соударения гранулы и детали находится из выражения: $V_{cp} = k_{\delta} \xi A \omega \frac{\sin \alpha_{cp}}{2} (\vartheta_1 + \vartheta_2)$. Траектория движения резервуара, форма которой характеризуется коэффициентом эллипсности K_A , определяет скорость соударения гранул и деталей. Так, при круговой траектории, когда $K_A = 1$, значение $V_{cp} = \min$ и при эллипсообразной траектории, когда $K_A > 1$, значение $V_{cp} = \max$. Таким образом, с учётом коэффициента χ восстановления металла детали после соударения, предельные значения глубины внедрения гранулы в обрабатываемую поверхность при прямом ударе составят:

$$h_{\min} = \frac{\psi k_{\delta} \xi A \omega (1 + \chi) m M (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{\pi d \sigma_T \Delta t (m + M)}; \quad h_{\max} = \frac{\psi k_{\delta} \xi A \omega K_A (1 + \chi) m M (\vartheta_1 + \vartheta_2)}{\pi d \sigma_T \Delta t (m + M)}.$$

При косом ударе:
$$h'_{\min} = \frac{\psi k_{\delta} \xi A \omega (1 + \chi) m M (\vartheta_1 + \vartheta_2) \sin \alpha_{cp}}{2 \pi d \sigma_T \Delta t (m + M)};$$

$$h'_{\max} = \frac{\psi k_{\delta} \xi A \omega K_A (1 + \chi) m M (\vartheta_1 + \vartheta_2) \sin \alpha_{cp}}{2 \pi d \sigma_T \Delta t (m + M)}.$$

Проведя преобразования получим среднее значение глубины внедрения гранулы в обрабатываемую поверхность:

$$H_{cp} = \frac{\psi k_{\delta} \xi A \omega (1 + \chi) m M (\vartheta_1 + \vartheta_2) [(1 + 2K_A) n_{np} + (1 + 2K_A) n_k \sin \alpha_{cp}]}{4 \pi d \sigma_T \Delta t (m + M) \cdot (n_{np} + n_k)}.$$

Значения коэффициентов в полученной зависимости, определялись экспериментально. Они составили: $\psi = 0,35$; $k_{\delta} = 0,55$; $\xi = 0,16$; $\chi = 0,9$; $\vartheta_1 = 0,47$; $\vartheta_2 = 0,38$; $K_A = 1,5$; $\Delta t = 4 \cdot 10^{-5}$ с; $\alpha_{cp} = 30^{\circ}$. Коэффициенты не зависят от амплитуды и частоты колебаний резервуара, размера и массы гранул среды, массы обрабатываемой детали и других параметров технологического процесса виброобработки.

Таким образом, с учётом абразивной способности материала гранул среды и числа зёрен их поверхности, одновременно контактирующих с обрабатываемой поверхностью детали, а также экспериментально установленных коэффициентов выражение среднего значения глубины внедрения гранулы в обрабатываемую поверхность детали, лежащее в основе формирования микрорельефа поверхности при обработке свободными абразивами в вибрирующем резервуаре примет вид:

$$H_{cp} = \frac{187 A \omega m M \eta}{\mu D \sigma_T (m + M)}, \quad \text{где } \eta \text{ - абразивная способность зерна гранулы}$$

рабочей среды; μ - коэффициент, учитывающий количество зёрен, участвующих во внедрении в обрабатываемую поверхность детали.

На основании результатов эксперимента и расчёта по определению микрошероховатости поверхности детали после операций обдирочного, предварительного и получистового виброшлифования установлена удовлетворительная сходимость расчётного параметра H_{cp} с опытным по шкале R_z , оценивающим высоту неровностей профиля по десяти точкам. Погрешность расчётных и опытных данных не превысила 15 %, что даёт основание говорить о применимости полученной зависимости для инженерных расчётов технологического процесса виброобработки, в частности во встречнодвижущихся потоках рабочей среды [6, 7].

Литература

- 1 Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 1998. – 624 с.
- 2 Савельев И. В. Курс общей физики: Учебное пособие. В 5 т. Т. 1. Механика. – М.: АСТ, 2001. – 336 с.
- 3 Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах /И.Н. Карташов, М.Е. Шаинский и др. – К.: Высшая школа, 1975. –188 с.
- 4 Мицык В.Я. Отделочно-зачистные и упрочняющие виброустановки с одно- и двухкомпонентной колебательной системой рабочих поверхностей резервуара // Тезисы Междунар. научн.-техн. конф. «Застосування теорії пластичності в сучасних технологіях обробки тиском і автотехнічних експертизах». – Вінниця: ВНТУ, 2006. – С. 36 - 37.
- 5 Мицык В.Я. Виброустановки для отделочной и упрочняющей обработки и физико-механические особенности выбора режимов движения их резервуаров // Proc. International Conf. «Strategy of Quality in Industry and Education», June 2005. – Varna (Bulgaria). – P. 182 - 185.
- 6 Мицык В.Я. Перспективы развития технологий и оборудования виброобработки в современном машиностроении // Матеріали IV Міжнарод. наук. – техн. конф. «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку». – Краматорськ: ДДМА, 2006. – С. 76.
- 7 Мицык В.Я. Технологические возможности и конструктивные особенности виброустановки со встречнодвижущимися потоками рабочей среды в резервуаре // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ: ДГМА, 2006. – Вып. № 19 – С. 146 – 152.

УДК 621.787

Ковалевский С.В. Тулупов В.И. Попивненко А.А. Борисенко Ю.Б.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ РЕГУЛЯРНОЙ ДИСКРЕТНОЙ СТРУКТУРЫ ПРИ ЧИСТОВОМ ТОЧЕНИИ С ИМПУЛЬСНЫМ ТОКОМ

Numerical accounts have been conducted; length and width of a white layer fragment from main modes of electromechanical treatment have been obtained on the base of developed mathematical model.

Введение

Регуляризация микрогеометрии поверхностей деталей машин служит эффективным средством повышения их эксплуатационных свойств. Широкое распространение получила технология образования регулярных микрорельефов различными методами поверхностного пластического деформирования. Регулярный рельеф является высокоэффективным способом повышения износостойкости подвижных сопряжений [1]. Вместе с тем дальнейшее повышение требований к эксплуатационной надежности и долговечности деталей, работающих в различных условиях нагружения, обуславливают необходимость совершенствования технологических методов поверхностного упрочнения.

Перспективными являются методы, оказывающие влияние не только на микрогеометрию обрабатываемой поверхности, но и приводящие к изменениям в структуре, напряженно-деформированном состоянии, фазовом и химическом составе поверхностного слоя металла, а также обеспечивающие оптимальное распределение физико-механических свойств на упрочненной поверхности в зависимости от конкретных условий эксплуатации деталей [2– 4].

Основная часть

Предлагаемый способ электромеханической обработки (ЭМО, чистового точения с импульсным током) сочетает в себе два вида воздействия на поверхностный слой детали: механического и концентрированными потоками энергии (КПЭ), в виде импульсного тока большой мощности.

Все методы упрочнения КПЭ, характеризуются рядом общих особенностей:

- а) интенсивным тепловым воздействием мощных энергетических потоков на локальные объемы металла;
- б) высокоскоростным нагревом, как правило, в области критических температур фазовых превращений;
- в) одновременными пластическими деформациями, вызванными как внутренними температурными и структурными напряжениями, так и, в некоторых случаях, внешними контактными давлениями;

г) сверхбыстрым охлаждением за счет отвода тепла вглубь основного металла.

Для стальных и чугуновых деталей столь специфические условия становятся причиной возникновения в обрабатываемой поверхности во многом уникальной мартенситной структуры, получившей название гарденит или «белый слой» [5]. При этом высокая дисперсность белых слоев, значительная искаженность и неоднородность их кристаллического строения, наличие в структуре карбидов, нитридов и оксидов, а также изменение в результате действия больших температур и давлений электронного строения и химических связей отдельных фаз обуславливают возможность получения весьма ценных физико-механических, электрохимических, коррозионных и эксплуатационных характеристик материала, упрочненного рассматриваемого способа [5].

Экстремальные условия энергетического воздействия, присущие методам упрочнения КПЭ, существенно влияют на формирование структуры, физико-механических свойств и напряженного состояния стальных изделий.

С точки зрения металловедения, процессы электромеханической обработки можно отнести к особому виду поверхностей получаемых термомеханической обработкой (ТМО).

К особенностям теплообразования и термических процессов следует отнести:

- а) наличие двух основных источников теплоты, создаваемых электрическим импульсным током, упругим и пластическим деформированием (происходящим в результате процесса резания);
- б) локальный нагрев, сопровождающийся действием давлений (возникающих в результате сил резания между инструментом и деталью);
- в) термический цикл (нагрев, выдержка и охлаждение) весьма кратковременный и измеряется долями секунды; высокая скорость охлаждения, определяется интенсивным отводом теплоты вовнутрь детали.

Эти отличия обуславливают получение особой, мелкодисперсной и твердой структуры поверхностного слоя, обладающими высокими физико-химическими и эксплуатационными свойствами.

Данный способ позволяет получать упрочненные фрагменты, которые образуют регулярную дискретную структуру (РДС) на поверхности детали. Площадь одного такого фрагмента будет зависеть от величины подачи S и длительности импульса электрического тока τ_u пропускаемого через зону резания, а РДС (взаимное расположение фрагментов) от частоты следования этих импульсов F_u , величины подачи S и частоты вращения шпинделя n .

Длину упрочненного фрагмента находим из условия, что она равна расстоянию, которое пройдет резец (относительно детали), а конкретно контактная площадка за время действия одного импульса (электрического тока) – τ_u . При этом необходимо учесть, то, что процесс динамический, и имеет инерционность.

Основными факторами, влияющими на формирование длины упрочненного фрагмента в треке (следы, получаемые вершиной резца), будут:

- а) длительность импульса электрического тока, проходящего через зону резания;
- б) длина контактной площадки (КП) – режущего инструмента с обрабатываемой деталью;
- в) материал обрабатываемой детали и режущего инструмента (их теплопроводность, теплоемкость и т.п.);
- г) плотность импульса тока.

Расстояние l (в мм), которое проходит КП за время импульса τ_u равно:

$$l = \frac{1000 \cdot V_p \cdot \tau_u}{60}, \quad (1)$$

где τ_u – длительность импульса, сек; V_p – скорость резания, м/мин.

Скорость резания будет определять частоту вращения шпинделя n (в мин⁻¹), при заданном диаметре $D_{дет}$ (в мм) обрабатываемой поверхности детали:

$$n = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_{дет}}, \quad (2)$$

тогда,

$$l = \frac{\pi \cdot D_{дет} \cdot n \cdot \tau_u}{60}. \quad (3)$$

Длина упрочненного фрагмента l_ϕ (в мм) равна:

$$l_\phi = l/k, \quad (4)$$

где k – коэффициент, учитывающий динамику процесса.

Тогда длительность импульса τ_u (в сек.), необходимая для получения заданной длины упрочненного фрагмента равна:

$$\tau_u = \frac{60 \cdot l_\phi}{\pi \cdot D_{дет} \cdot n} \cdot k. \quad (5)$$

Площадь упрочненного фрагмента A_ϕ (в мм²) равна:

$$A_\phi = b_\phi \cdot l_\phi, \quad (6)$$

где b_ϕ – ширина упрочненного фрагмента, мм.

Ширину упрочненного фрагмента будет равна:

$$b_\phi = S/m, \quad (7)$$

где m – коэффициент, учитывающий разупрочнение на границах двух рядом расположенных упрочненных фрагментов [5].

Особенностью, характерной для многих методов обработки КПЭ (в том числе и для ЭМО) и обусловленной технологической схемой их реализации, является факт образования на поверхности детали треков и отдельных фрагментов упрочненного материала. (Анализ некоторых вопросов, связанных с экспериментальными и теоретическими исследованиями данного обстоятельства можно найти в работах [2 – 4].) В этом случае, при наложении соседних фрагментов или перекрытии близлежащих дорожек, возникающих в результате такого упрочнения, в зону термического воздействия попадают области с различной текущей структурой металла.

Это приводит, с одной стороны, к изменению критической температуры T_k и скорости закалки V_3 , а с другой – к появлению в уже сформированном белом слое областей разупрочнения от повторного нагрева при наложении зон термического влияния (рис. 1). Такие же области разупрочнения возникают и в исходном металле, если он был предварительно закален. Структура незакаленного исходного металла в зоне термического влияния остается неизменной. Под термином «зона термического влияния» подразумевается некоторый объем металла, нагреваемый в процессе обработки до температур, больших температуры распада мартенсита T_r , с последующим охлаждением со скоростью, меньше критической. Отметим, что при сверхвысокоскоростном нагреве температура распада мартенсита, значительно смещается в сторону более высоких значений.

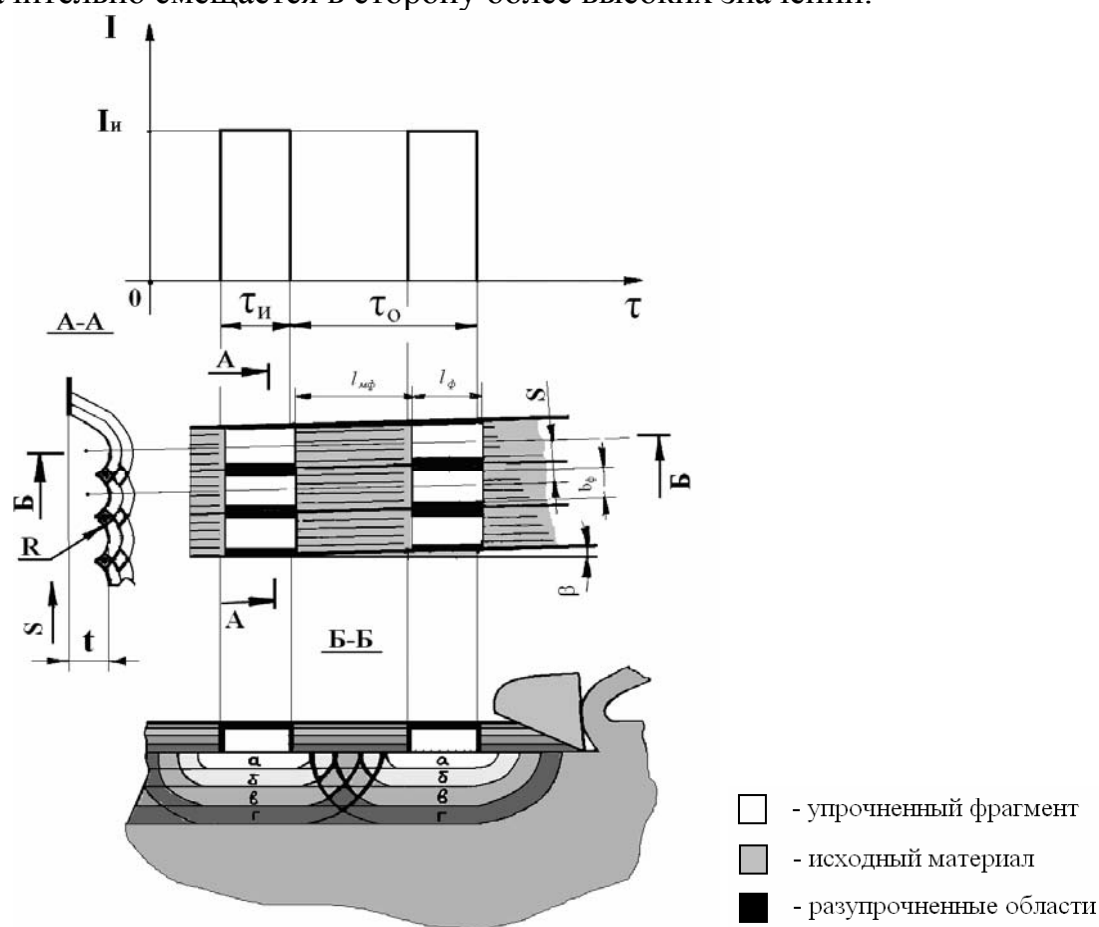


Рисунок 1 – Схема формирования регулярной дискретной структуры поверхностного слоя обрабатываемой детали при чистовом точении с импульсным током

Уникальной особенностью скоростной электротермической обработки стали является формирование структур в полном соответствии с физико-химической природой фазовых превращений, происходящих в «чистом» виде, не замедленных теплопроводностью. Этот метод дает возможность получать особо дисперсные структуры закаленной и отпущенной стали, которые придают ей высокую прочность и пластичность.

Площадь промежутка между $A_{mφ}$ упрочненными фрагментами равна в направлении относительного движения режущего инструмента:

$$A_{мф} = b \cdot l_{мф}, \quad (8)$$

где b – ширина межфрагментного промежутка, мм.

Задаваясь плотностью покрытия упрочненными фрагментами, частоту импульсного тока F_u , (в Гц) находим по формуле:

$$F_u = \frac{\pi \cdot D_{дет} \cdot n}{60 \cdot (l_{ф} + l_{мф})}, \quad (9)$$

где $l_{мф}$ – расстояние между упрочненными фрагментами, мм.

Для расположения упрочненных фрагментов параллельно оси вращения детали, что будет позитивно влиять на ее напряженно-деформированное состояние необходимо выполнение условия:

$$l_{ф} + l_{мф} = (\pi \cdot D_{дет}) / N, \quad (10)$$

где N – целое число.

Согласно рекомендациям представленным в [1, 5] $l_{ф} = (2...3)$ мм, $l_{мф} = (4...5)$ мм и тогда $l_{ф} + l_{мф} = (6...8)$ мм – определяем предварительно величину варьирования N .

Подставим в (9) выражение (10) и получим:

$$F_u = \frac{n \cdot N}{60} \quad (11)$$

Подставляя значения n и N , получаем необходимую частоту импульсного тока F_u .

Выводы

Полученные выражения (5) и (9) позволяют в зависимости от диаметра заготовки и скорости резания, рассчитать электрические режимы ЭМО чистового точения (длительность импульса и частоту тока). Длительность импульсного тока будет влиять на длину фрагментов, а частота импульсов на их количество на единице площади.

Таким образом, в зависимости от условий эксплуатации деталей, определяются режимы обработки для каждого конкретного случая.

Литература

- 1 Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. – М.: Машиностроение, 1982. – 248 с.
- 2 Аскинази Б.М. Упрочнение и восстановление деталей машин электромеханической обработкой. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. -200 с.
- 3 Маловечко Г.В., Паршев С.Н., Дудкина Н.Г. Формирование регулярной структуры поверхностного слоя детали при электромеханическом упрочнении // Вестник машиностроения. 1989. – №6. – С. 51-53.
- 4 Багмутов В.П., Паршев С.Н. Импульсное электромеханическое упрочнение стальных изделий с образованием регулярной дискретной структуры поверхностного слоя // Вестник машиностроения. 1996. – №2. – С. 38.
- 5 Багмутов В.П., Паршев С.Н., Дудкина Н.Г., Захаров И.Н. Электромеханическая обработка: технические и физические основы, свойства, реализация. – Новосибирск: Наука, 2003. – 318 с.

УДК 621.9

Баулина Т.В.

НАН України, г. Киев, Україна

**СИНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД В
ФОРМИРОВАНИИ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО КАПИТАЛА
ИННОВАЦИОННОГО ПРОМЫШЛЕННОГО СЕКТОРА УКРАИНЫ**

In the article synergetic approach in forming of intellectual capital of innovative industrial sector of Ukraine is considered.

Одной из важнейших задач в области экономики и взаимного сотрудничества на современном этапе является переход экономики Украины на инновационный путь развития, повышение ее эффективности за счет развития новых перспективных отраслей.

Наука XX века достигла впечатляющих результатов. На протяжении последних двух-трех поколений было открыто столько законов природы, сколько не было открыто за всю историю развития цивилизации. Фундаментальные открытия в области физики, химии, биологии, новейших технологий, информации буквально изменили не только окружающий нас мир, но и прямо либо косвенно повлияли на трансформацию производства, экономики, экологии и политики. В ближайшие десятилетия ожидаются резкие прорывы благодаря развитию молекулярной биологии и генетики, биотехнологии, созданию нового поколения компьютеров, нанотехнологии, механотроники, биофизики, биохимии, психофизики и др. Мы являемся свидетелями сложного поиска нового миропонимания и развития новых отраслей и индустрии.

Современная наука осознала, что окружающий нас мир и явления, происходящие в живой и неживой природе и обществе, гораздо сложнее, чем то, на что указывала нам классическая и неклассическая наука. В настоящее время происходит качественный скачок в развитии фундаментальной науки. Идет формирование нелинейной науки (Nonlinear Science), науки о сложном (Science of Complexity) и синергетики, задача которых заключается в выработке системного междисциплинарного подхода к анализу процессов и явлений, происходящих в природе и обществе. По сути дела идет процесс создания общей теории сложных нелинейных систем, которая позволит на новом уровне вести диалог с природой, воссоздав целостное представление о мире.

И в этой связи решающее значение имеют вопросы формирования интеллектуальной собственности и управления процессом ее капитализации не только в рамках одного государства, но и с позиции

развития общества в целом.

Общеизвестно, что на современном этапе развития общества произошло разделение видов научной деятельности: фундаментальные исследования, прикладные исследования и научные разработки и техническое новаторство (инновации). Необходимо, однако, отметить, что границы этого раздела нечетко очерчены.

Фундаментальная наука определяет интеллектуальный уровень общества и степень готовности использования достижений современной цивилизации.

Прикладные исследования являются основой новейших технологий, преследуют определенную практическую цель и имеют коммерческое значение.

Научные разработки, используя результаты прикладных исследований, создают новые технологии, машины, устройства, приборы и т.д.

Наконец, техническое новаторство или инновации призваны осуществлять переход от создания опытного образца к массовому производству и имеют решающее значение для осуществления научно-технического прогресса и внедрения новых технологий.

Наука является основой создания интеллектуального капитала современного государства. Формируя научно-техническую политику посредством научных программ, доктрин и концепций, законов и других законодательных актов современное государство в целом создает уникальную систему развития и накопления интеллектуального капитала общества.

Через определенную структуру организации науки государство прогнозирует, планирует, координирует, финансирует и контролирует систему функционирования и накопления интеллектуального капитала. Уровень экономического, социального, культурного развития любой страны на современном этапе прежде всего определяется состоянием науки и образования, которые формирует интеллектуальный капитал этой страны.

Как всякая сложная система, интеллектуальный капитал характеризуется определенными параметрами порядка, определяющими его развитие. Конкретный набор этих параметров порядка представляет собой отдельную сложную задачу. Мы предположим, что такие параметры существуют, причем их число оптимально ограничено, но достаточно для управления и оценки развития системы. Особый интерес представляют их предельно-критические величины. Отход от нормы в ту или иную сторону приводит к развитию неустойчивости, которая в свою очередь может привести систему в состояние кризиса, деорганизации и деградации.

Будучи нелинейно связанной с другими подсистемами (экономикой,

образованием, производством и др.) это приводит в свою очередь к «расшатыванию» последних, что существенно повышает риск нормального функционирования социальной системы предсказуемости и управления нею. Возникает угроза перехода за так называемую энтропийную границу, после которой рассматриваемая система коллапсирует и разрушается.

В связи с этим для каждого государства становятся жизненно необходимыми разработка концептуальных основ его стабильности, определение параметров порядка, в пределах которых общество развивается устойчиво, выделение факторов, характеризующих политическую, экономическую, социальную, интеллектуальную обеспеченность, культурную обстановку в стране.

Но главным показателем использования интеллектуального капитала является появление новых отраслей в мировом масштабе. Одним из таких примеров является биотехнологический сектор, суммарная капитализация компании которого по итогам 2006 года превысила полтриллиона долларов.

Биотехнологии нашли свое развитие в Швейцарии. Здесь самая большая плотность биотехнологических компаний. Созданы благоприятные условия, которые привлекают в страну самых квалифицированных специалистов. При этом в стране функционирует система развития интеллектуального капитала биотехнологического сектора за счет вспомогательных инновационных структур, объединяющих в одно целое университеты (науку) и бизнес. Финансирование инновационных технологий университетских кафедр осуществляет комиссия по технологиям и инновациям (Commission for Technology and Innovation, CTI), которая продвигает прикладные научные исследования, прибыльные с экономической точки зрения, и помогает университетам и коммерческим структурам организовать совместную работу над инновационным проектом за счет системы грантов. С 2001 по 2005 годы поддержку получили около 1500 проектов, которые привели к выпуску различных эффективных биотехнологических продуктов на сумму 930 млн. франков.

Наиболее успешные академические разработки продолжают развиваться в бизнес-инкубаторах. Так называют сервисные компании, которые на основе аутсорсинга представляют стартапам всю необходимую материальную инфраструктуру (лаборатории, офисные помещения) и даже возможность проводить внешнюю экспертизу и клинические испытания, а также плотно взаимодействовать с университетскими учеными. Инкубаторы осуществляют финансирование в зависимости от процента будущей прибыли.

Объединение университетской среды с рыночной приводит к успеху и развитию биоиндустрии. Формирование инкубаторов и финансирование происходит из госинвестиций, которые идут на создание новых компаний. В течение пяти лет каждый стартап ежегодно получает по полтора миллиона швейцарских франков, а общий венчурный капитал составляет 15 млн. франков. Технопарки формируют и развивают биокластеры, которые могут аккумулировать фармацевтические компании. Для эффективной деятельности стартапов в течение первых десяти лет существует политика льготного налогообложения, а наиболее перспективные предприятия могут получить полное освобождение от налогов. Один из швейцарских кластеров (Biolaps) объединяет около десяти исследовательских институтов и несколько технологических парков.

Когда небольшое инновационное предприятие кластера достигает определенных успехов за счет роста интеллектуального капитала, его покупает какой-нибудь крупный фармацевтический концерн.

Разделение сфер деятельности (от создания интеллектуальной собственности до выпуска инновационного продукта) привело к тому, что биотехнологическая отрасль разделилась на две части – на стартапы и на транснациональные фармацевтические корпорации. Основной объем биотехнологического рынка формируется на B2B-сделках между двумя группами.

При этом очень часто продают ингредиенты и медикаменты, которые находятся на стадии разработки, т.е. после того как новое активное вещество проходит вторую фазу клинических испытаний. Патент на производство продается более крупной брендовой компании. Покупка патентов или доли в стартапах - самый распространенный способ увеличения капитализации компаний. Так, компания Roche за последнее десятилетие заключила около 70 альянсов и лицензионных соглашений, обеспечивающих и удешевляющих процесс создания инновационных препаратов. Затраты на биотехнологические исследования в этой компании составляют более 2,5 млрд. франков, половину общего исследовательского бюджета группы Roche. По этой схеме, сочетая собственные разработки с приобретением стартапов и патентов, в Базеле работает и другая крупнейшая компания Rotantis. Общий бюджет корпорации на исследования и разработки в 2006 году составил 5,36 млрд. долларов, из них 4 млрд. долларов приходится на создание инновационных препаратов.

В нынешней рыночной ситуации глобализации бюджет ведущих корпораций на собственные инновационные разработки меньше средств, потраченных на приобретение интеллектуальной собственности (патентов) доведенных и проверенных инновационных биотехнологических

разработок. Стартапы готовы рисковать ради возможного успеха инновационного препарата. Некоторые швейцарские компании работают в узкой рыночной нише. Например, базельская компания Mondo Biotech специализируется на рынке редких болезней (специфические заболевания легких). Ее финансируют семейные фонды из Швейцарии, Северной Европы и Америки. Разработка отдельных ингредиентов отдана на аутсорсинг в крупные лаборатории, а готовый продукт (интеллектуальная собственность) продается лидерам отрасли. Основная задача Mondo Biotech – спрогнозировать идею, поиск интеллектуальной собственности.

Поэтому на данном этапе развития общества идет процесс поиска новой парадигмы экономики, основанной на принципах и методологии синергетики. Особенно хотелось подчеркнуть, что современная экономика немыслима без науки, причем не науки посредственной и средней, а науки самого высокого класса. Естественно, что переход к синергетической парадигме системы экономики приведет к трансформации ее структуры, к образованию проблемно-ориентированных научно-исследовательских центров, изменению программ развития общества в сторону создания интеллектуального капитала, соответствующего современным научным знаниям, изменению технологических процедур процесса создания инноваций, массивному и качественному информационному обеспечению. Это в конечном итоге должно вывести нашу страну на новый качественный уровень и занять новую нишу экономики – интеллектуальной индустрии, что может являться стратегической целью для развития новых отраслей таких как биофармацевтика, биоэнергетика, биотехнология, биоэкология и других современных технологий. Это позволяет быстрее приспособить экономику нашей страны к изменению мировой экономики, вхождению в процесс глобализации, нахождению и созданию своего сегмента рынка и переход к модели экспертной ориентации экономики интеллектуальной капитализации.

В современных условиях глобализации перед мировым сообществом и Украиной стоит задача более полного и эффективного использования интеллектуального потенциала, причем само это развитие должно обеспечить ускоренное решение важнейших проблем экономического роста за счет создания перспективных отраслей.

Важнейшей основой для выработки и осуществления такой политики для Украины может стать Комплексная программа научно-технического стратегического развития новых перспективных отраслей промышленности.

УДК 621.914.02

Левченко Е.А.

ВНУ им. В.Даля, г. Луганск, Украина

КАЧЕСТВО ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ ПЛОСКОСТЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВИБРАЦИЙ

The results of researches of geometrical and physical features of the treated surfaces are presented at the oscillation thermofrictional cutting of metals. Quantitative dependences of indexes of quality of the treated surfaces are got on the modes of treatment and technological terms of flowing of process, allowing to attain the improvement of operating descriptions of details.

Введение

Применение комбинированных методов обработки поверхностей деталей с вибрационным, тепловым, химическим и электрическим воздействием определяет новые виды обработки, отличающиеся наибольшей эффективностью. Одним из перспективных направлений развития процессов металлообработки является разработка и внедрение качественно новых технологий, в том числе основанных на воздействии нескольких видов энергии или совмещении различных способов ее подвода.

Выполнение операций резания металлов с вибрациями на оптимальных режимах позволяет успешно решать многие актуальные проблемы, стоящие перед машиностроительной промышленностью [1].

Процесс вибрационного термофрикционного резания (ВТФР) металлов высокоскоростным дисковым инструментом основан на тепловом и механическом воздействии инструмента на снимаемый припуск [3].

Среди большого числа важнейших практических проблем, поставленных перед специалистами, выделяются такие, которые связаны с исследованием геометрических и физических особенностей обработанных поверхностей. Необходимо отметить, что взаимосвязь физико-механического состояния обработанной поверхности с технологическими факторами и характеристиками эксплуатационных свойств деталей машин изучена недостаточно.

Целью настоящей работы является определение степени влияния параметров ВТФР на показатели качества обработанных поверхностей.

Основная часть

Как известно, качество поверхности деталей машин занимает одно из важнейших мест в сфере современного машиностроения. Обработка металлов резанием существенно изменяет эксплуатационные свойства

деталей, прежде всего за счет формирования определенного качества поверхностного слоя, от которого зависит прочность деталей, исполнение ими своего служебного назначения, особенно при знакопеременных нагрузках, прочность прессовых и стабильность подвижных посадок, износостойкость, коэффициент трения, коррозионная прочность, оптические свойства и эрозионная стойкость.

В настоящее время можно считать установленным, что зарождение и развитие различных форм структурной повреждаемости, приводящей к отказам, в основном определяется особенностями поведения поверхностных слоев изделий в процессе эксплуатации. Поэтому наряду с производительностью и точностью обработки, качество поверхностного слоя и связанные с ним эксплуатационные характеристики деталей машин и инструмента являются важнейшими технологическими показателями эффективности функционирования системы механической обработки [2].

Проведенные лабораторные исследования и анализ результатов производственного внедрения показывают, что резание с вибрациями зачастую приводит к повышению обрабатываемости металлов резанием (в том числе нержавеющей и жаропрочных). Процесс вибрационной обработки на оптимальных режимах способствует уменьшению интенсивности износа инструмента из-за снижения действующих сил и улучшению показателей качества обработанной поверхности. Переход на обработку резанием с вибрациями в ряде случаев обеспечивает улучшение показателей виброустойчивости технологической системы и таким образом повышение производительности и точности обработки. Использование вибраций, задаваемых извне механическим вибратором, может приводить к улучшению условий пластического деформирования и трения, и, тем самым, к снижению значений составляющих силы резания. Данные обстоятельства свидетельствуют о наличии взаимосвязи между кинематикой процесса вибрационного резания, напряженным состоянием, пластическими деформациями, трением, силой резания и тепловыми явлениями [1].

Наряду с физико-механическим состоянием важным функциональным показателем качества поверхностного слоя является макро- и микрогеометрия обработанной поверхности, которая от воздействия вибраций может сохраняться практически неизменной или претерпевать изменения в сторону улучшения. Проведенные ранее исследования свидетельствуют о тесной связи геометрических параметров поверхности с эксплуатационными характеристиками изделий, в том числе износостойкостью, контактной выносливостью, усталостной прочностью и др. В зависимости от конкретных условий обработки вклад шероховатости поверхности в снижении сопротивления усталости жаропрочных сплавов может достигать 50% [4].

Определенный интерес представляет изучение влияния параметров

процесса резания на шероховатость обработанной поверхности и наклеп поверхностного слоя.

С целью получения количественных зависимостей показателей качества поверхностей от режимов обработки были проведены лабораторные исследования по термофрикционной обработке (ТФО) плоских поверхностей заготовок из сталей ХН70Ю и 20Х13 режущими дисками, изготовленными из стали 50. Диаметр диска составлял 500 мм, высота – 60 мм, передний угол $\gamma = 0^\circ$, задний $\alpha = 8^\circ$ [3]. В качестве варьируемых факторов, характеризующих условия обработки, были приняты: окружная скорость вращения режущего диска $V_\partial = 40 \dots 80$ м/с, скорость подачи заготовки – $V_3 = 50 \dots 250$ мм/мин, ширина обрабатываемой плоскости – $B = 50 \dots 70$ мм, глубина резания – $a = 2 \dots 4$ мм, частота поперечных ультразвуковых колебаний заготовки – $f = 16 \dots 20$ кГц, амплитуда – $\xi = 6 \dots 12$ мкм.

Как видно из рис. 1 при ТФО заготовок из сталей ХН70Ю и 20Х13 введение в зону резания колебаний ($\xi = 6$ мкм) в диапазоне малых подач снижает высоту микронеровностей примерно в 1,3-1,5 раза. Проведенные исследования показали, что дальнейшее увеличение амплитуды колебаний ($\xi > 12$ мкм) сопровождается увеличением шероховатости. С увеличением скорости подачи эффективность ультразвука снижается, и при $S = 250$ мм/мин высота микронеровностей при обычной ТФО и ультразвуковой практически одинакова.

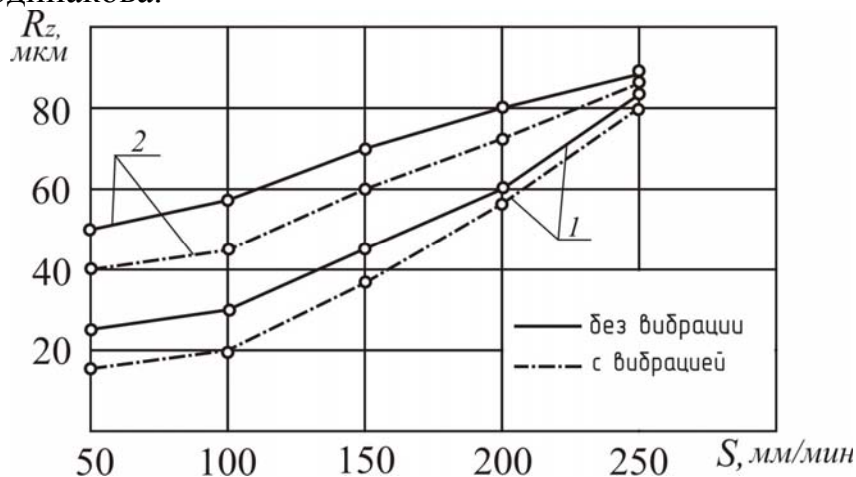


Рисунок 1 – Влияние ультразвука на шероховатость обработанной поверхности: 1 – сталь ХН70Ю; 2 – сталь 20Х13 ($V_\partial = 52$ м/с; $B = 60$ мм; $a = 2$ мм; $\xi = 6$ мкм; $f = 18$ кГц)

Численные значения показателей пластической деформации часто помогают раскрыть возможности последующей обработки деталей и дают представление об их эксплуатационных свойствах. В деталях машин, подверженных циклическим высоким нагрузкам, напряжения достигают максимальных значений в поверхностных слоях, и поэтому знание величины и знака остаточных напряжений, возникающих при

механической обработке, очень важно.

При ТФО поверхностей с наложением вибраций изменяется напряженное состояние в зоне резания, а знак остаточных напряжений поверхностного слоя определяется знаком напряженного состояния обрабатываемой поверхности в процессе резания.

Как известно [1] процесс пластической деформации сопровождается интенсивным растяжением материала, формирующего поверхностный слой, что приводит к образованию зоны растягивающих напряжений, определяемых деформациями сдвига и сжатия.

Возникновение остаточных сжимающих напряжений повышают сопротивляемость деталей машин усталостному разрушению и значительно увеличивает ресурс работы детали. Так, образование на участках деталей, работающих на растяжение, остаточных сжимающих напряжений резко повышает механические свойства поверхностного слоя, способствует существенному повышению сопротивления усталостному разрушению малопластичных и твердых сталей. Напротив, остаточные напряжения растяжения резко понижают эксплуатационные характеристики деталей.

Известно, что пластическая деформация с полным упрочнением осуществляется при низких температурах [4]. В процессе термофрикционного резания в зоне контакта диска и заготовки развивается высокая температура, и наряду с процессом наклепа происходит разупрочнение, приводящее к частичному, а иногда и к полному снятию образовавшегося наклепа. Интенсивность разупрочнения зависит от продолжительности процесса деформации, а скорость – от температуры. Необходимо отметить, что увеличение скорости вращения диска повышает температуру резания и способствует интенсивности процесса разупрочнения.

Скорость подачи оказывает влияние на величину составляющих силы резания, степень деформирования металла и температуру процесса пластического деформирования. Изменение подачи приводит к развитию процесса наклепа, а изменение температуры обуславливает действие процесса разупрочнения.

Результаты исследований показали (рис. 2), что при ТФО в деталях из стали ХН70Ю в поверхностном слое возникают сжимающие остаточные напряжения. Введение в зону резания ультразвуковых колебаний существенно изменяет характер формирования остаточных напряжений. Как видно из рис. 2 эффективность воздействия ультразвука зависит от амплитуды колебаний. При $\xi = 6$ мкм величина остаточных напряжений снижается в 1,4 раза по сравнению с обычным термофрикционным резанием, а при $\xi = 12$ мкм наблюдается рост напряжений. Следует, однако, отметить, что указанная тенденция проявляется по-разному в зависимости от режимов резания, и в частности от скорости вращения диска и подачи заготовки.

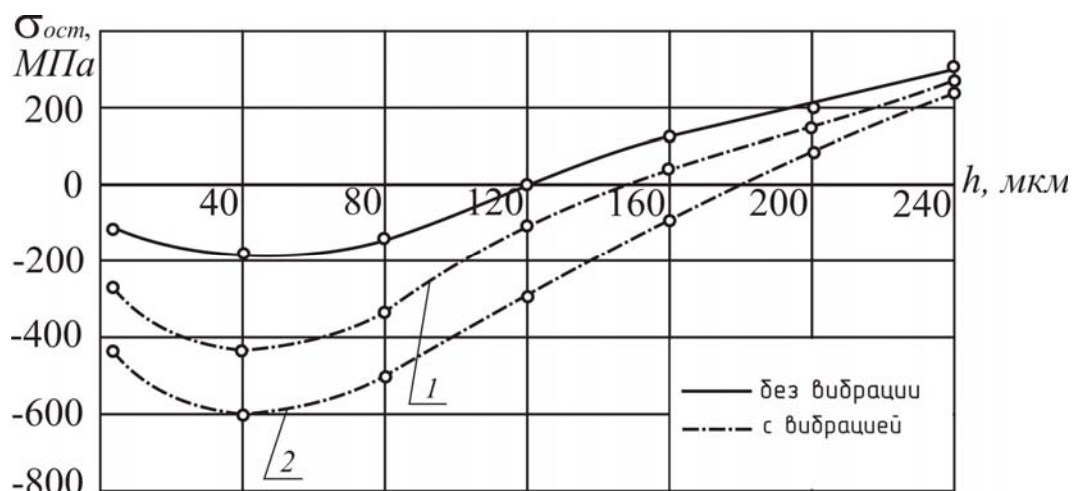


Рисунок 2 – Распределение остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя при обычной и вибрационной ТФО стали ХН70Ю: 1 – $\xi = 6$ мкм; 2 – $\xi = 12$ мкм ($V_d = 52$ м/с; $V_3 = 150$ мм/мин; $B = 60$ мм; $a = 2$ мм)

Таким образом, изменяя скорости вращения диска и подачи заготовки, а, следовательно, силу резания и температуру в зоне стружкообразования, можно регулировать степень и глубину наклепа поверхностного слоя металла.

Выводы

1 Формирование показателей качества поверхности при ВТФР зависит от параметров режима резания и физико-механических свойств обрабатываемых материалов.

2 Рациональное применение вибраций при термофрикционном резании плоских поверхностей заготовок позволяет достичь улучшения эксплуатационных характеристик деталей, аналогично тому, как имеет место после выполнения специальных упрочняющих операций.

3 Преимуществом применения ТФО с поперечными вибрациями заготовки является совмещение упрочнения непосредственно с процессом формообразования заданной детали.

Литература

- 1 Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями.– М.: Машиностроение, 1970. – 351 с.
- 2 Дьяченко П.Е., Якобсон М.О. Качество поверхности при обработке металлов резанием. – М.: Машиностроение, 1951. – 208 с.
- 3 Покинтелица Н.И. Применение высокоскоростного трения в резании металла. – К.: ВИПОЛ, 1993. –156 с.
- 4 Демин Н.Б., Рыжов.Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин.– М.: Машиностроение, 1970. – 351 с.

УДК 621.9

Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Пастернак С.І., Кривошея В.В.
ІНМ НАНУ, НТУУ „КПІ”, ІНМ НАНУ, м. Київ, Україна

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ХАРАКТЕРИСТИК СПРЯЖЕННЯ ЗУБЧАСТИХ ЛАНОК НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

An estimation method of the coupling of toothed links on the stage of planning is developed. A transmission with the evolvent gears, inner gearing and longitudinal modification of pinion teeth is analyzed. A mathematical model of the tooth's evolvent surface is created by using of the matrices of coordinate transformation.

Розвиток сучасного машинобудування спрямований на створення більш точних, продуктивних і надійних машин. Особливо це стосується машин, в механізмах яких застосовуються зубчасті передачі. Останні в багатьох випадках є обмежувальною ланкою в досягненні високих експлуатаційних показників машин в цілому. Тому з'являються все нові і нові типи зубчатих зачеплень, ускладнюється форма зубчастих вінців елементів передач, зростають вимоги до точності їх виготовлення, довговічності, безшумності та інших експлуатаційних показників. Усі ці тенденції вимагають більш досконалих методів проектування і технології виготовлення зубчастих ланок [1-5].

Розробка нових видів зачеплень неможлива без знання основних законів утворення спряжених між собою поверхонь зубів і вимагає детального дослідження характеру контакту таких поверхонь для оцінки працездатності передач, що проектуються. Найчастіше перед конструкторами нових зубчастих ланок постають наступні завдання:

1 встановити чи можливе спряження поверхонь зубів зубчастої пари, що розглядається, а також функціонування передачі без заклинювання;

2 визначити тип контакту робочих поверхонь (точковий, лінійний чи поверхневий);

3 визначити розміри і форму плями контакту.

Отримані результати дозволяють зробити висновок щодо працездатності зубчастої передачі, що проектується, рівня шуму і вібрацій, величини моменту, що передається.

На даний момент повний комплекс цих задач вирішується теоретико-експериментальним шляхом. Тому актуальною є розробка нових підходів до теоретичного одержання характеристик спряження без виготовлення експериментальних зразків зубчастих зачеплень і її реалізація на ПЕОМ, яка б дозволила значно знизити вартість проектних робіт.

Ця методика включатиме:

- а) математичний опис поверхонь, що спрягаються;
- б) обчислення основних характеристик поверхонь в точці контакту;
- в) аналіз одержаних характеристик;
- г) розрахунок розміру і форми плями контакту;
- д) представлення результатів.

Розглянемо приклад практичного використання цієї методики з реалізацією на ПЕОМ в системі MathCAD.

Як приклад, розглянемо евольвентну зубчасту передачу з внутрішнім зачепленням ($m = 2\text{мм}$, $\alpha_{np} = 20^\circ$, $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $b_{z1} = 20\text{мм}$, $b_{z2} = 18\text{мм}$) (рис. 1) з поздовжньою модифікацією (бочкоподібністю) зубів шестерні $\Delta a_{\max} = 0,02\text{мм}$ (рис. 2), яка дозволяє компенсувати сумарну похибку розміщення $\gamma_\Sigma = 1^\circ 30'$ [5].

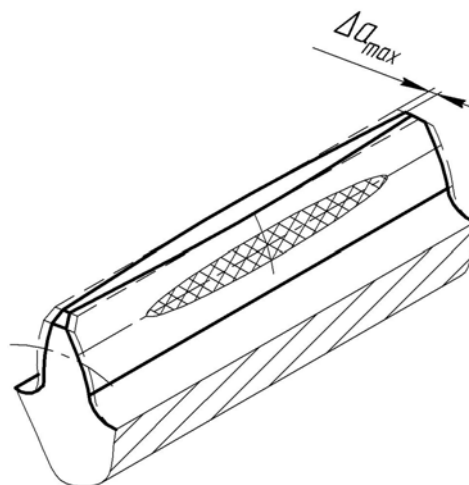
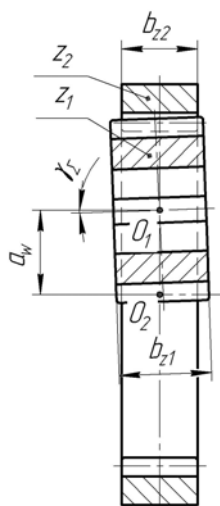
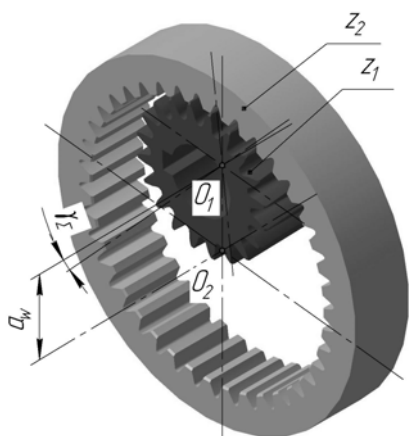


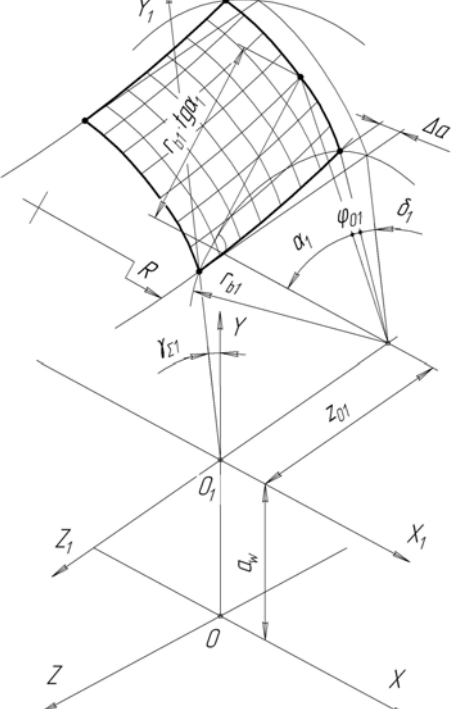
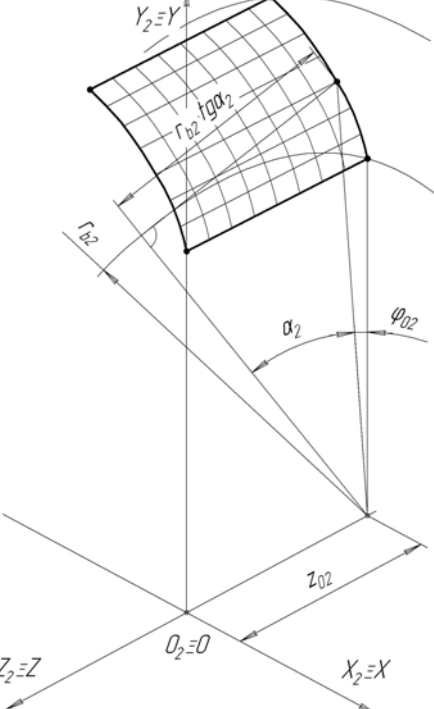
Рисунок 1 – Евольвентна зубчаста передача з внутрішнім зачепленням

($m = 2\text{мм}$, $\alpha_{np} = 20^\circ$, $z_1 = 20$, $z_2 = 40$,
 $b_{z1} = 20\text{мм}$, $b_{z2} = 18\text{мм}$, $\gamma_\Sigma = 1^\circ 30'$)

Рисунок 2 – Зуб шестерні з поздовжньою модифікацією (бочкоподібністю) ($\Delta a_{\max} = 0,02\text{мм}$)

Для математичного опису робочої поверхні зубчатого колеса застосуємо підхід, описаний в [6], який полягає у використанні матриць перетворення координат. Математична модель робочої поверхні зуба окремо для шестерні і для колеса подана табл. 1.

Таблиця 1 – Математична модель евольвентної поверхні зуба з лівої сторони западини

| Евольвентний профіль | Шестерня | Колесо |
|----------------------|---|---|
| Геометрична модель |  |  |
| Рівняння поверхні | $\mathbf{r}_{0i} = \begin{bmatrix} r_{bi}(\operatorname{tg}\alpha_i \cos(\lambda_i) - \sin(\lambda_i)) \\ r_{bi} \cos(\gamma_{\Sigma i})(\operatorname{tg}\alpha_i \sin(\lambda_i) + \cos(\lambda_i)) - z_{0i} \sin(\gamma_{\Sigma i}) + a_{wi} \\ r_{bi} \sin(\gamma_{\Sigma i})(\operatorname{tg}\alpha_i \sin(\lambda_i) + \cos(\lambda_i)) + z_{0i} \cos(\gamma_{\Sigma i}) \\ 1 \end{bmatrix},$ $\lambda_i = \varphi_{0i} + \alpha_i + \delta_i, \varphi_{0i} = \operatorname{inv}\alpha_i, \operatorname{inv}\alpha_i = \operatorname{tg}\alpha_i - \alpha_i, \delta_i \approx \frac{\Delta a_i}{r_{bi}},$ $\Delta a_i = R_i - \sqrt{R_i^2 - z_{0i}^2}, R_i = \frac{\Delta a_{i\max}^2 + \frac{b_{zi}^2}{4}}{2\Delta a_{i\max}} + \Delta a_{i\max}$ | |
| | $\gamma_{\Sigma 1} = 1^\circ 30', \Delta a_{1\max} = 0,02\text{мм},$ $a_{w2} = 20\text{мм}$ | $\gamma_{\Sigma 2} = 0, \Delta a_{2\max} = 0,$ $a_{w2} = 0$ |

Для обчислення диференціальних характеристик поверхні в точці контакту необхідно визначити нормаль, а також коефіцієнти першої і другої квадратичних форм [10]. Нормаль до кожної точки відсіку поверхні визначається як:

$$\bar{N} = \frac{\partial \mathbf{r}_0}{\partial u_0} \times \frac{\partial \mathbf{r}_0}{\partial v_0} = \frac{\partial \mathbf{r}_0}{\partial \alpha} \times \frac{\partial \mathbf{r}_0}{\partial z_0}. \quad (1)$$

Для робочих поверхонь евольвентної зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням маємо:

– для шестерні:

$$\frac{\partial \mathbf{r}_{01}}{\partial \alpha_1} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1) \cdot \begin{bmatrix} -\sin(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) \\ \cos(\gamma_\Sigma) \cos(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) \\ \sin(\gamma_\Sigma) \cos(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) \end{bmatrix},$$

$$\frac{\partial \mathbf{r}_{01}}{\partial z_{01}} = \frac{z_{01}}{R_1 - \Delta a_1} \cdot \begin{bmatrix} -(\operatorname{tg} \alpha_1 \sin(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) + \cos(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1)) \\ \cos(\gamma_\Sigma) (\operatorname{tg} \alpha_1 \cos(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) - \sin(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1)) - \sin(\gamma_\Sigma) \\ \sin(\gamma_\Sigma) (\operatorname{tg} \alpha_1 \cos(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) - \sin(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1)) + \cos(\gamma_\Sigma) \end{bmatrix},$$

$$\bar{N}_1 = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2) \cdot \begin{bmatrix} \cos(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) \\ -\frac{z_{01} \sin(\gamma_\Sigma) - \sin(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) \cos(\gamma_\Sigma) (R_1 - \Delta a_1)}{R_1 - \Delta a_1} \\ \frac{z_{01} \cos(\gamma_\Sigma) + \sin(\operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_1) \sin(\gamma_\Sigma) (R_1 - \Delta a_1)}{R_1 - \Delta a_1} \end{bmatrix}; \quad (2)$$

– для колеса:

$$\frac{\partial \mathbf{r}_{02}}{\partial \alpha_2} = r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2) \cdot \begin{bmatrix} -\sin(\operatorname{tg} \alpha_2) \\ \cos(\operatorname{tg} \alpha_2) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \frac{\partial \mathbf{r}_{02}}{\partial z_{02}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix},$$

$$\bar{N}_2 = -r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2) \cdot \begin{bmatrix} \cos(\operatorname{tg} \alpha_2) \\ \sin(\operatorname{tg} \alpha_2) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Вектор головної нормалі завжди вказує в сторону увігнутості поверхні кривої.

Першою умовою спряження двох поверхонь є спільна дотична площина у кожній точці взаємного контакту [7], тобто необхідно, щоб у точці контакту вектори \bar{N}_1 і \bar{N}_2 були колінеарними.

Далі за відомими залежностями розраховуються коефіцієнти першої (E, F, G) і другої (L, M, N) квадратичних форм поверхні, а також тотожність Лагранжа (h) і кут Ω між координатними лініями [10].

Кривина поверхні в нормальному перетині під кутом ξ до координатної лінії $z_0 = \text{const}$ визначається за залежністю [10]:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{L \sin^2 \xi}{E \sin^2 \Omega} + \frac{2M}{\sqrt{EG}} \cdot \frac{\sin(\Omega - \xi) \sin \alpha_k}{\sin^2 \Omega} + \frac{N}{G} \cdot \frac{\sin^2(\Omega - \xi)}{\sin^2 \Omega}. \quad (4)$$

Знак кривини залежить від напрямку вектора головної нормалі лінії, що лежить на поверхні в даному перетині, і від напрямку вектора нормалі поверхні.

Щоб зображення зміни кривини $\rho(\xi)$ (рис. 3) в нормальному перетині Π_2 з його поворотом на кут ξ було наглядним, Дюпенем було

запропоновано побудувати в дотичній площині Π_1 криву. Від деякої точки M на поверхні дотичній площині Π_1 до кожного нормального перетину Π_2 відкладається відрізок, рівний кореню квадратному радіуса кривини цього перетину $\sqrt{\rho(\xi)}$. Геометричним місцем кінців відрізків є деяка плоска крива другого порядку, яка розміщена в дотичній до поверхні площині Π_1 . Ця крива називається індикатрисою Дюпена, що відповідає даній точці поверхні [10].

За допомогою індикатрис Дюпена можна перевірити чи виконуються дві інших умови спряження двох поверхонь, тобто чи не перетинаються ці поверхні у зоні дотику і по усій своїй довжині [7].

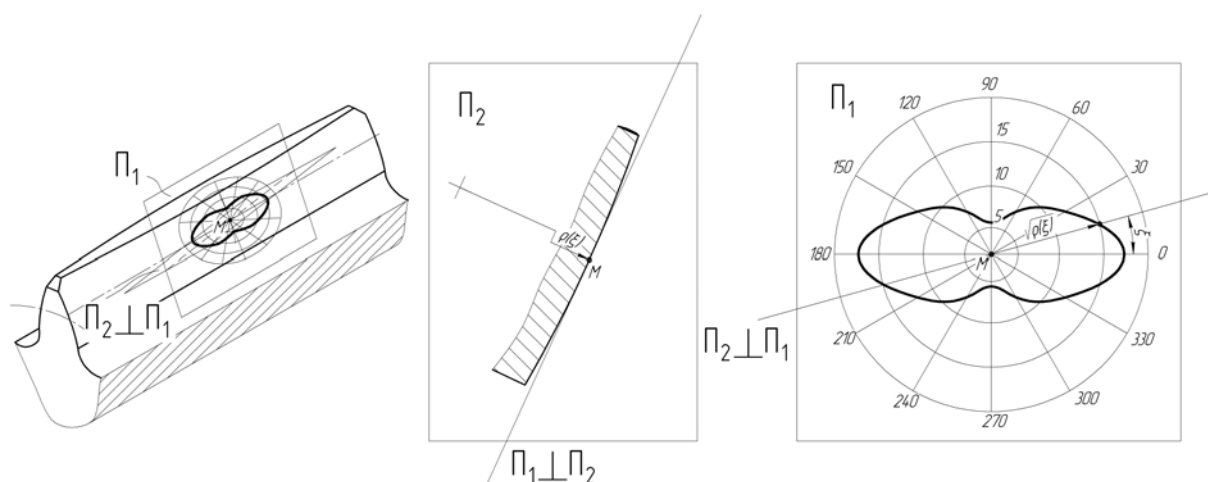


Рисунок 3 – Індикатриса Дюпена

Далі перевіряються чи в усіх точках контакту виконуються умови спряження [7]. Знаходимо, що у точці дотику з координатами: $\alpha_1 = 0,567 \text{ рад}$, $z_{01} = 0,63 \text{ мм}$ для шестерні і $\alpha_2 = 0,352 \text{ рад}$, $z_{02} = 0 \text{ мм}$ для колеса, не виконується умова спряження – індикатриса взаємно перетинаються (рис. 4, а) – це викличе кромковий контакт, що призведе до підвищеної концентрації навантаження на невеликих ділянках бокової поверхні зубів, інтенсивного їх зносу і поломок, або при малих зазорах у передачі, спричинить її заклинювання.

Зважаючи, що рекомендована величина поздовжньої модифікації (бочкоподібності) зубів шестерні для зубчастих коліс середнього модуля $\Delta a_{\text{max}} = 0,02 \text{ мм}$ [5] не компенсує сумарну похибку розміщення $\gamma_{\Sigma} = 1^{\circ} 30'$, збільшуємо її до $\Delta a_{\text{max}} = 0,06 \text{ мм}$ при збереженні усіх інших параметрів передачі. Як результат, позбуваємося інтерференції контактуючих поверхонь в даній точці – індикатриса не перетинаються (рис. 4, б).

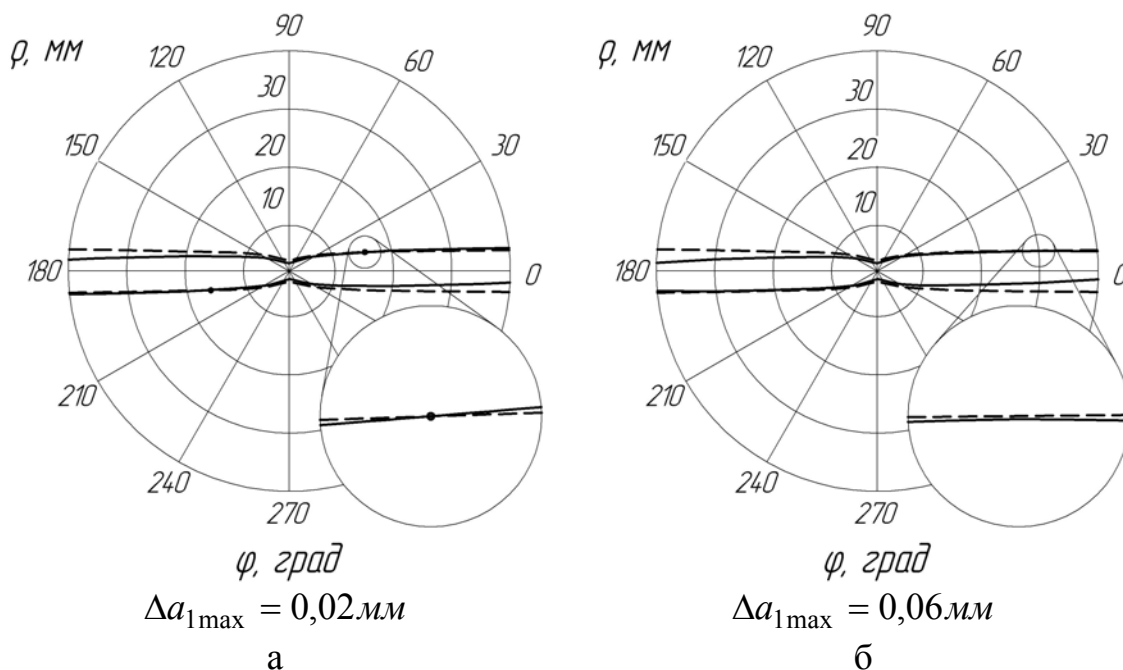


Рисунок 4 – Індикатриси Дюпена для евольвентних поверхонь в точці дотику з координатами: $\alpha_1 = 567 \text{ рад}$, $z_{01} = 0,63 \text{ мм}$ для шестерні і $\alpha_2 = 0,352 \text{ рад}$, $z_{02} = 0 \text{ мм}$ для колеса

Отже, завдяки незначному збільшенню величини поздовжньої модифікації зубів, ми виключили можливість торкання кромки зубів. При цьому пляма контакту спряжених зубів розміщується в середній їх частині і у першому наближенні описується еліпсом, розміри і орієнтація якого розраховуються наступним чином [7]:

$$\mathbf{r}_{el}(\varphi) = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \cos \varphi \\ b \sin \varphi \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a \cos \theta \cos \varphi - b \sin \theta \sin \varphi \\ a \sin \theta \cos \varphi + b \cos \theta \sin \varphi \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де $\mathbf{r}_{el}(\varphi)$ – радіус-вектор еліпса, мм; a і b – найбільший і найменший діаметр еліпса, $a = \sqrt{\frac{\delta}{A}}$, $b = \sqrt{\frac{\delta}{B}}$, мм; δ – приведена податливість матеріалу зубчастого колеса, мм; A і B – найбільший і найменший відносний діаметр еліпса, які обчислюються виходячи з максимальної і мінімальної кривин поверхонь, що спрягаються, мм^{-1} ; θ – кут орієнтації відносно координатної лінії $z_0 = \text{const}$, рад.

У нашому випадку отримаємо пляму контакту площею $S_{nl} = 4,967 \text{ мм}^2$ при приведеній податливості матеріалу зубчастого колеса $\delta = 0,001 \text{ мм}$ (рис. 5).

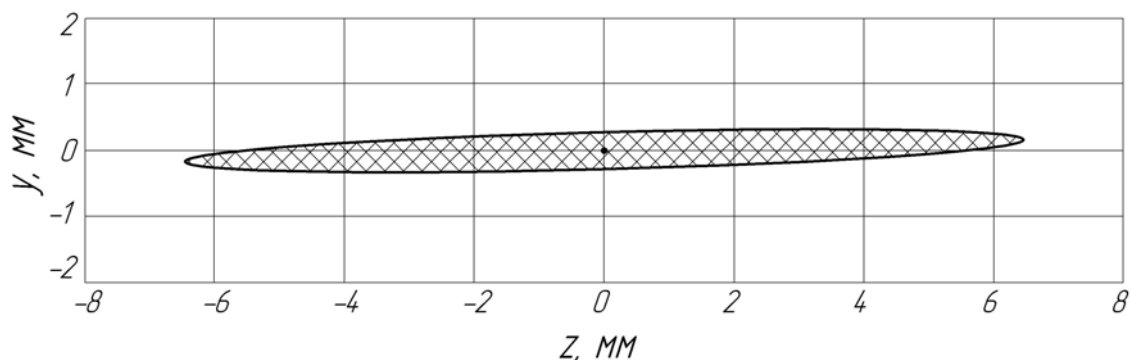


Рисунок 5 – Пляма контакту в точці дотику двох розглядуваних поверхонь ($\alpha_1 = 567 \text{ рад}$, $z_{01} = 0,63 \text{ мм}$, $\alpha_2 = 0,352 \text{ рад}$, $z_{02} = 0 \text{ мм}$, $\delta = 0,001 \text{ мм}$)

Висновки

1 Розроблений метод оцінки, що ґрунтується на математичному описі поверхні з використанням матричного методу перетворення координат, дозволяє враховувати похибки взаємного розміщення і візуалізувати результат оцінки спряжень корегованих зубчастих зачеплень.

2 Застосування методу на етапі проектування дозволяє значно знизити тривалість і вартість проектних робіт, за рахунок моделювання на ПЕОМ без виготовлення експериментальних зразків зубчастих зачеплень.

Література

- 1 Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.
- 2 Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958. – 144с.
- 3 Кириченко А.Ф. Подальший розвиток теорії зачеплень для побудови силових зубчатих передач. – Львів: Машинознавство, 2003.
- 4 Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с.
- 5 Мильштейн М.З. Чистовая обработка зубчатых колес. – К.: Техника, 1971. – 168с.
- 6 Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Пастернак С.І., Короткий Є.В. Кінематика формоутворення циліндричних зубчастих коліс з заданим профілем дисковим інструментом // Вестник НТУУ “Киевский политехнический институт”, сер. Машиностроение. – 2005. – № 46. – С. 104-108.
- 7 Лашнев С.И. Формообразование зубчатых деталей реечными и червячными инструментами. – М.: Машиностроение, 1971. – 215с.
- 8 Родин П.Р. Основы формообразования поверхностей резанием. – К.: Выща шк., 1977. – 192с.
- 9 Севрюк В.Н. Теория круговинтовых поверхностей в проектировании передач Новикова. – Харьков: изд-во Харьковского университета, 1972. – 167с.
- 10 Перепелица Б.А. Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. — Харьков: Выща школа, 1981. – 152с.
- 11 Кривошея А.В., Петасюк О.У., Мельник В.Е., Коринец А.В. Методика задания и математического описания исходных формообразующих профилей. Сверхтвердые материалы, – Киев, 2004 – С. 52-65.
- 12 Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1981. – 718с.

УДК 621.923:621.90.17

Новоселов Ю.К., Братан С.М., Покинтелица Н.И.
СевНТУ, г. Севастополь, ВНУ им. В.Даля, г. Луганск, Украина

УПРАВЛЕНИЕ ОПЕРАЦИЕЙ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

The method of management by processes thermofrictional the cutting, providing optimum modes of processing is offered due to the joint decision of tasks estimation conditions and the regulation received on the basis of the theory of stochastic management which is connected to synthesis of the optimum regulators working in conditions of casual indignations.

Введение

Решение задачи повышения производительности обработки при одновременном улучшении качества деталей при термофрикционной обработке (ТФО) может быть обеспечено за счет стабилизации параметров цикла, обрабатываемого по заранее заданной программе.

Анализ состояния проблемы и выполненные в этой области исследования показывают, что при интенсификации процесса возникают значительные сложности вследствие воздействия на процесс возмущающих факторов, которые оказывают существенное влияние на ход протекания процесса ТФО. При этом трансформируются связи между параметрами технологической системы, в результате чего система отрабатывает алгоритм управления с существенными погрешностями.

Устранение влияния возмущений осуществляется путем применения систем с комбинированным управлением, в которых обработка осуществляется по эталонному циклу с контролем размера и оценкой состояния технологической системы на всех этапах, на основе чего и осуществляется формирование управления.

Целью настоящей работы является создание методов управления процессами термофрикционного резания, обеспечивающих оптимальные режимы обработки.

Основная часть

Существующие системы управления не позволяют производить обработку изделий по оптимальным траекториям, так как осуществляют формирование управляющего сигнала по неполным данным с шумами измерений.

В этом случае эффективное управление объектом возможно за счет совместного решения задач оценивания состояния и регулирования, которые должны быть включены в единый процесс. Такое решение может быть получено на основе теории стохастического управления, которая

связана с синтезом оптимальных регуляторов, действующих в условиях случайных возмущений [1] и, в соответствие с принципом разделения, реализуется последовательным соединением оптимального фильтра, оценивающего состояние системы и оптимального детерминированного регулятора.

Поведение технологической системы операции ТФО описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \dot{z} = A(t)z(t) + B(t)W + C(t)u(t) \\ y(t) = H(t)z(t) + E(t)v(t) \end{cases}, \quad (1)$$

где $Z(t) = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix}$ – вектор состояния системы; $U(t) = S$ – управление;

$W(t) = \begin{bmatrix} V_\phi \\ W_\phi \end{bmatrix}$ – вектор случайных воздействий; $v(t) = v_0$ – вектор случайных

помех, сопровождающих измерения;

$$A(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & \gamma_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \gamma_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \gamma_3 & 0 \\ -\frac{\alpha_0}{\alpha_4} & -\frac{\alpha_1}{\alpha_4} & -\frac{\alpha_2}{\alpha_4} & -\frac{\alpha_3}{\alpha_4} & \gamma_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_1^2} & -\frac{T_2}{T_1^2} \end{bmatrix}, \quad B(t) = \begin{bmatrix} \rho\gamma_1 & 0 \\ \rho\gamma_2 & 0 \\ \rho\gamma_3 & 0 \\ \rho\gamma_4 & 0 \\ 0 & k_1T_3 \\ 0 & -1 - kT_2T_3 \end{bmatrix},$$

$$C(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad H(t) = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \text{ – соответствующие им матрицы.}$$

Для синтеза оптимального детерминированного регулятора необходимо наличие критерия оптимальности. Таким критерием для линейных систем с гауссовскими возмущениями типа белого шума может выступать функционал вида [1]

$$I = M \left[\frac{1}{2} x^T(t) P_1 x(t) + \frac{1}{2} \int_0^{t_f} (x^T Q_1 x + u^T R_1^{-1} u) dt \right].$$

Так как $w(t)$, $v(t)$ – являются по [2] независимыми белыми шумами с интенсивностями Q_2 и R_2 , соответственно, то управление является несмещенным и оптимальным для стохастической постановки [1], поэтому для алгоритма управления справедлива следующая структура

$$u^*(t) = -K_{ij} \hat{z}(t), \tag{2}$$

где $K_{ij} = R_1^{-1} B^T P_1$, а матрица P_1 удовлетворяет уравнению

$$\dot{P}_1 = -P_1 A - A^T P_1 + P_1 C R_1^{-1} C^T P_1 - Q_1, \quad P_1(0) = P_{10}.$$

В соответствии с (1) и (2) система с регулятором приобретает вид

$$\dot{\hat{z}}(t) = A \hat{z}(t) + C u^*(t) + K_{ij} [y(t) - H \hat{z}(t)], \quad \hat{z}(0) = \bar{z}(0). \tag{3}$$

В силу того, что начальное состояние $z(0)$ некоррелировано с $w(t)$, $v(t)$ и распределено по нормальному закону с математическим ожиданием $M(z_0) = \hat{z}_0$ и ковариацией $M\left[\left(z - \hat{z}_0\right)\left(z - \hat{z}_0\right)^T\right] = P_{20}$, для получения оценок \hat{z} возможно построение фильтра Калмана [1] для системы (3) с коэффициентом $K = P_2 H^T R_2^{-1}$, удовлетворяющим уравнению Риккати

$$\dot{m}_2 = A P_2 + P_2 A^T - P_2 H^T R_2^{-1} H P_2 + Q_2, \quad P_2(0) = P_{20}.$$

На основании (1), (2) и (3) замкнутый контур регулирования, состоящий из объекта, фильтра и регулятора, для технологической системы термофрикционного резания (рис. 1), описывается обобщенной системой дифференциальных уравнений

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \hat{z} \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & -CK_{ij} \\ K_i H & A - CK_{ij} - K_i H \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} z \\ \hat{z} \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} \times W + \begin{bmatrix} 0 \\ K_i \end{bmatrix} \times v \tag{4}$$

ИЛИ

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \\ \dot{\psi}_1 \\ \dot{\psi}_2 \\ \hat{z}_1 \\ \hat{z}_2 \\ \hat{z}_3 \\ \hat{z}_4 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & \gamma_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \gamma_2 & 0 & \lambda_1 K_{11} & \lambda_1 K_{12} & \lambda_1 K_{13} & \lambda_1 K_{14} & \lambda_1 K_{15} & \lambda_1 K_{16} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \gamma_3 & 0 & \lambda_2 K_{11} & \lambda_2 K_{12} & \lambda_2 K_{13} & \lambda_2 K_{14} & \lambda_2 K_{15} & \lambda_2 K_{16} \\ -\frac{\alpha_0}{\alpha_4} & -\frac{\alpha_1}{\alpha_4} & -\frac{\alpha_2}{\alpha_4} & -\frac{\alpha_3}{\alpha_4} & \gamma_4 & 0 & \lambda_3 K_{11} & \lambda_3 K_{12} & \lambda_3 K_{13} & \lambda_3 K_{14} & \lambda_3 K_{15} & \lambda_3 K_{16} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_1^2} & -\frac{T_2}{T_1^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_1 & 1 & 0 & 0 & \gamma_1 & 0 \\ K_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_4 K_{11} - K_2 & -\lambda_4 K_{12} & 1 - \lambda_4 K_{13} & -\lambda_4 K_{14} & \gamma_2 - \lambda_4 K_{15} & -\lambda_4 K_{16} \\ K_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_2 K_{11} - K_3 & -\lambda_2 K_{12} & -\lambda_2 K_{13} & 1 - \lambda_2 K_{14} & \gamma_3 - \lambda_2 K_{15} & -\lambda_2 K_{16} \\ K_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{\alpha_0}{\alpha_4} - \lambda_3 K_{11} - K_4 & -\frac{\alpha_1}{\alpha_4} - \lambda_3 K_{12} & -\frac{\alpha_2}{\alpha_4} - \lambda_3 K_{13} & -\frac{\alpha_3}{\alpha_4} - \lambda_3 K_{14} & \gamma_4 - \lambda_3 K_{15} & -\lambda_3 K_{16} \\ K_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ K_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_6 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_1} & -\frac{T_2}{T_1^2} \end{bmatrix} \times$$

$$\begin{matrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \\ \hat{z}_1 \\ \hat{z}_2 \\ \hat{z}_3 \\ \hat{z}_4 \\ \hat{\psi}_1 \\ \hat{\psi}_2 \end{bmatrix} \times \\ + \end{matrix} \begin{bmatrix} \rho\gamma_1 & 0 \\ \rho\gamma_2 & 0 \\ \rho\gamma_3 & 0 \\ \rho\gamma_4 & 0 \\ 0 & kT_3 \\ 0 & -1 - kT_2T_3 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_2 \\ w_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_1 \\ K_2 \\ K_3 \\ K_4 \\ K_5 \\ K_6 \end{bmatrix} \times V.$$

Для осуществления управления процессом ТФО с помощью предлагаемой системы необходимо обязательное применение компьютера с внешними системами преобразования сигналов. При этом компьютер должен быть совместим с системой управления станком, так как необходимо осуществлять обработку информации по управлению циклом работы станка в реальном масштабе времени.

При управлении CNC станка и компьютером реализуются следующие задачи регулирования:

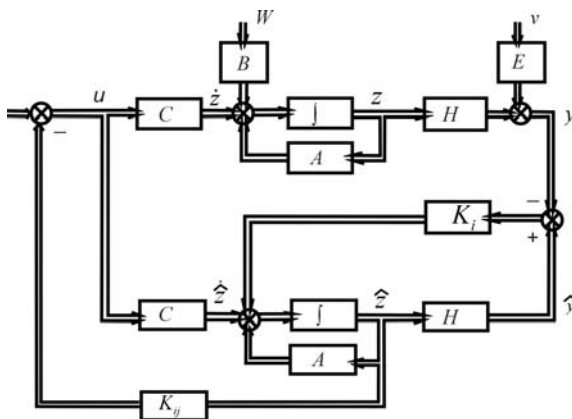


Рисунок 1 – Структурная схема стохастической системы управления процессом ТФО

1. Системой CNC:

Позиционирование инструмента.

Включение перемещения стола станка с заготовкой.

Обработку сигнала в компьютере для приведения в действие системы регулирования.

Ожидание сигнала компьютера ”Конец обработки”.

Включение вращения шпинделя.

2. Управление процессом посредством компьютера:

Ожидание сигнала “Начало процесса обработки”.

Реализация регулируемого процесса ТФО и обратной связи.

Обработка сигнала “Конец обработки ” для системы CNC по достижении конечного размера детали.

Рассмотренные задачи реализуются посредством элементов и систем аппаратного оснащения, необходимых для управления процессом ТФО, активного контроля и обмена информацией. К таким системам

предъявляются следующие требования:

К управляющему компьютеру:

Оснащение компьютера платами АЦП для цифрового преобразования аналоговых величин, измеряемых в процессе обработки.

Наличие декодера приращений для регистрации пути подачи заготовки и съема припуска на обработку.

Цифровой “вход/выход” – для связи с системой CNC станка.

К измерительным датчикам:

Наличие датчика измерения пути вдоль оси подачи.

Наличие датчика для измерения съема припуска.

Наличие пьезоэлектрических или индуктивных датчиков измерения положения заготовки.

Наличие акустического датчика, регистрирующего начало процесса (момент контакта инструмента с заготовкой).

Система CNC станка должна воспринимать и обрабатывать:

Цифровой сигнал старта цикла обработки.

Цифровой сигнал для отвода заготовки и окончания цикла обработки.

Цифровой сигнал “Конец обработки” готовит измерение съема припуска.

Цифровой сигнал включения цикла заточки инструмента.

Представленная на рис.1 автоматическая система, осуществляет управление технологической операцией путем стабилизации глубины резания на протяжении всего цикла обработки с применением специальной стратегии регулирования, основой которой является введение в память управляющей программы.

Замедленная подача в процессе врезания осуществляется системой по номинальному циклу (с оценкой состояния технологической системы с помощью стохастического наблюдателя) до момента переключения режима резания на рабочую подачу.

При выполнении операции ТФО подача изменяется и корректируется через каждый проход до достижения заданного размера изделия, величина которого оценивается автоматической системой, после чего заготовка выводится из зоны резания.

Вывод

Полученные результаты позволяют разработать систему управления процессами ТФО на металлообрабатывающих станках и специализированных установках, обеспечивающую оптимальные режимы и условия обработки.

Литература

- 1 Современная теория систем управления. / Под ред. К.Т. Леондеса.–М.: Наука, 1970.–512 с.
- 2 Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке.–Саратов: Изд-во Саратовск. ун-та, 1979.–232 с.

УДК 621.7.548.0 (075.8)

Чередниченко С.П.

ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ПОЛИМОРФНОГО
ПРЕВРАЩЕНИЯ β -ОЛОВА В γ -ОЛОВО ДЛЯ СИНТЕЗА АЛМАЗОВ В
СИСТЕМЕ ЖЕЛЕЗО – УГЛЕРОД – ОЛОВО**

In the article the possibility of application of polymorphic transformation of β -tin into γ -tin is studied for the syntesis of diamonds in the system of iron – carbon – tin.

Введение

Впервые Анри Муассан предположил, что получил синтетический алмаз из чугуна [1]. Но повторные экспериментальные результаты не были подтверждены ни самим Муассаном ни его учениками [2]. А.А. Жуковым в работах [3, 4, 5, 6] теоретически показано, что при температурах ниже

853 К и выше 1525 К карбид железа Fe_3C (цементит) может превращаться в железо и алмаз при атмосферном давлении. П. Густавсон путем иных термодинамических расчетов пришел к тем же результатам [7]. Попытки экспериментально подтвердить эти выводы были неудачными [8]. А.А. Жуков рассматривает причины экспериментальных неудач и направление дальнейших исследований:

1 При температурах несколько ниже 853 К термодинамический стимул реакции $Fe_3C \rightarrow 3Fe + \text{алмаз}$ еще очень слаб, а при низких температурах подвижность атомов недостаточна.

2 При температурах выше 1525 К преобладает реакция графитизации.

3 Необходимы экстенсивные исследования системы $p - T - C$ в данном направлении при различных давлениях и температурах, в том числе при значительно более низких давлениях по сравнению с критическим давлением $p_{кр}$ синтеза алмаза из графита. Эти сравнительно низкие давления требуют меньших затрат, дают возможность работать в значительно более широких промышленных масштабах. Эти давления могут существенно сблизить критические точки равновесий цементит – алмаз (853 К и 1525 К при атмосферном давлении), т.е. сузить температурный интервал, в котором синтез алмаза из цементита не возможен, заметно увеличить термодинамический стимул реакции «алмазизации» [2].

Известно, что олово в чугуне не образует химических соединений с железом, графитом и цементитом и распределяется равномерно по границам зерен без ликваций. Также известно, что α , β и γ – модификации олова имеют различные кристаллические решетки и плотности, что в процессе полиморфных превращений приводит к значительным объемным изменениям. Так, переход β -олова с температурным интервалом существования 286 – 446 К в γ -олово с

температурным интервалом существования 446 – 505 К приводит к $\approx 12\%$ увеличения объема. Поэтому применение энергии полиморфного превращения олова, влекущее за собой макрообъемные изменения в системе железо – углерод – олово, можно использовать для создания новых импульсно-деформирующих процессов синтеза алмазов в железоуглеродных твердых растворах содержащих олово при его полиморфных превращениях [9].

Энергетика полиморфного превращения β -олова в γ -олово недостаточно изучена.

Обзор литературы

В работе [10] было произведено моделирование термодинамических характеристик полиморфного превращения β -олова в γ -олово, определены температурные интервалы существования β -олова и γ -олова и расплава олова, температурные точки полиморфных превращений при переходе β -олова в γ -олово и γ -олова в жидкое олово до давлений 1,5 ГПа. Расчетные данные и графическая модель температурного интервала существования β - и γ -олова, а также его расплава от различных удельных давлений приведены в таблице 1 и на рис. 1.

Таблица 1 – Расчетные физические свойства β -олова, γ -олова, расплава олова при разных удельных давлениях

| Давление в МПа | Температурный интервал полиморфной модификации, К | | |
|-------------------|---|-----------------|----------------|
| | β -олова | γ -олова | Жидкого олова |
| 0,1 | 286,2÷446 | 446÷504,84 | 504,9÷2893 |
| 100 | 288,19÷447,99 | 447,99÷506,83 | 506,89÷2894,99 |
| 200 | 291,48÷451,28 | 451,28÷510,18 | 510,18÷2898,28 |
| 500 | 301,32÷461,12 | 461,12÷519,98 | 520,04÷2908,12 |
| 1000 | 317,72÷477,52 | 477,52÷536,36 | 536,42÷2924,52 |
| 1200 | 324,28÷484,08 | 484,08÷542,92 | 542,98÷2931,08 |
| 1500 | 334,12÷493,92 | 493,92÷552,76 | 552,82÷2940,92 |

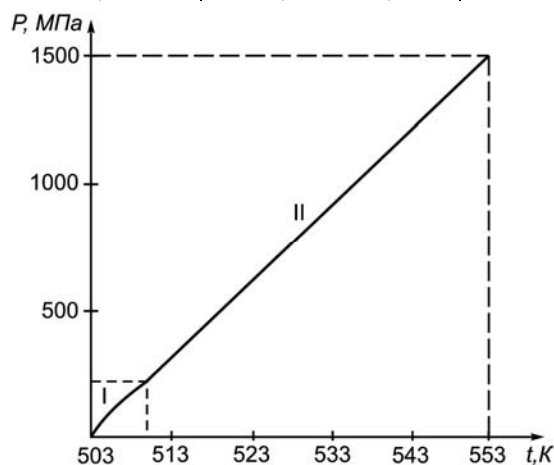


Рисунок 1 – Изменение температуры плавления олова в зависимости от давления:

I – изученная область зависимости;

II – предполагаемая (расчетная) область зависимости

Цель работы

Целью работы является аналитический расчет возможно развиваемых удельных давлений полиморфным превращением β -олова в γ -олово в твердом железоуглеродном растворе, содержащем олово, – системе железо – углерод – олово, при термодинамическом сдвиге до наивысшей температуры устойчивого существования алмаза до его полиморфного превращения в графит.

Материал исследований

Известно, что существование алмаза при атмосферном давлении устойчиво до 1273 К, а при $T > 1273$ К, происходит полиморфное превращение алмаза в графит [11].

Как показано в работе [10], правомочно теоретически продолжить термодинамическую зависимость роста удельных давлений до температуры плавления олова при 1333 К, так как γ -олово существует в температурном интервале ≈ 60 К до перехода в жидкое олово, которая показана на рис. 2.

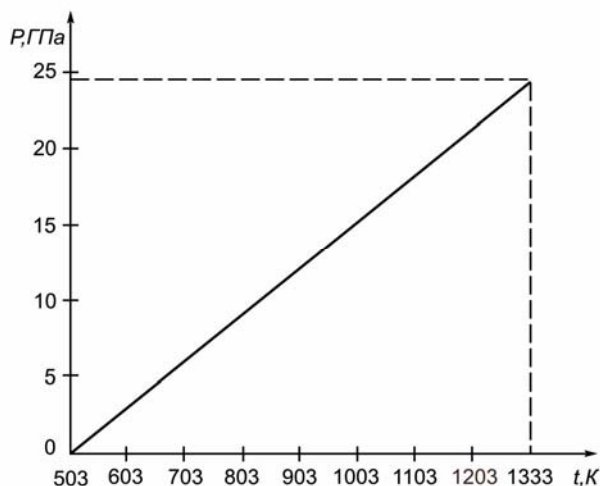


Рис. 2. Изменение температуры плавления олова в зависимости от давления
 – до 553 К – изученная область зависимости;
 – свыше 553 К – предполагаемая (расчетная) область зависимости

Из условий термодинамического равновесия известно: на какую Δt изменилась одна из температурных точек одного из полиморфных переходов вещества, на такую же Δt изменятся температурные точки всех переходов этого вещества. В нашем случае температурная точка перехода β -олова в γ -олово в зависимости от роста удельных давлений также будет изменяться как и температура плавления. Расчетные данные температурного интервала существования β -олова, γ -олова и плавления олова до 1060°C (1333 К) и развиваемое удельное давление сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Физические свойства β -олова, γ -олова, удельные давления при различных температурах плавления олова

| Температура плавления олова, К | Удел. давл. плавл., ГПа | Температурный интервал полиморфной модификации, К | | Удел. давл. поли морф. перехода β -олова в γ -олово, ГПа |
|--------------------------------|-------------------------|---|----------------|---|
| | | γ -олова | β -олова | |
| 1333 | 24,9 | 1273-1333 | 1113-1273 | 23,1 |
| 1233 | 21,9 | 1173-1233 | 1013-1173 | 20,1 |
| 1133 | 18,9 | 1073-1133 | 913-1073 | 17,1 |
| 1033 | 15,9 | 973-1033 | 813-973 | 14,1 |
| 933 | 12,9 | 873-933 | 713-873 | 11,1 |
| 833 | 9,9 | 773-833 | 613-773 | 8,1 |
| 733 | 6,9 | 673-733 | 513-673 | 5,1 |

Из расчетных данных видно, что при температуре полиморфного превращения β -олова в γ -олово, влекущего за собой $\approx 12\%$ объемного увеличения равного 673 К развивается удельное давление 5,1 ГПа, а при росте температуры превращения до 1273 К давление увеличивается до 23,1 ГПа.

Как известно [11], минимальные параметры полиморфного превращения графита в алмаз: температура $t \approx 1373$ К и давление $p \approx 4$ ГПа, а в основном в производстве работают на давлениях $p = 7 \dots 15$ ГПа.

Расчеты показывают возможность применения полиморфного превращения β -олова в γ -олово в железоуглеродном растворе, содержащем олово, - системе железо – углерод – олово, как инициатора импульсно-деформирующих процессов синтеза алмазов.

Выводы

1 Рассчитаны возможно развиваемые удельные давления в железоуглеродном растворе, содержащем олово, полиморфным превращением β -олова в γ -олово в результате нагрева до температуры 1333 К и до давления 23,1 ГПа.

2 Расчеты показывают возможность применения полиморфного превращения β -олова в γ -олово в железоуглеродном растворе, содержащем олово, - системе железо – углерод – олово, как инициатора импульсно-деформирующих процессов синтеза алмазов.

3 Вытекает необходимость дальнейших теоретических исследований:
– разработке оптимального химического состава системы железо - углерод – олово;

– разработке оптимального структурного состава системы железо - углерод – олово: – феррит – перлит – цементит – ледебурит – свободный графит – олово;

– технологии термической обработки системы железо – углерод – олово для получения оптимальных импульсно-деформирующих процессов синтеза алмазов.

Литература

- 1 Moissan H. Le Petil Larousse Illustre, 1937, p. 1546.
- 2 Жуков А.А. Открытие Муассана вновь открыто? // МиТОМ. 1990 № 5. С. 62 – 63.
- 3 Zhukov A.A., Snezhnoy R.L. The Iron – Carbon System. New Developments. Part 2. A new approach to the ironcarbon metastable system. – Acta metallurgica, 1973. No. 3. P. 199 – 201.
- 4 Жуков А.А., Снежной Р.Л. О метастабильной системе железо - углерод // Изв. АН СССР. Металлы, 1973. № 4. С. 209 – 212.
- 5 Zhukov A.A., Snezhnoy R.L. The Iron – Carbon System. New Developments. Part 3. The iron – diamond diagram // Acta metallurgica, 1975. No. 9. P. 1103 – 1110.
- 6 Жуков А.А., Снежной Р.Л. О форме кривой ликвидус в области плавления цементита на диаграмме состояния железо – алмаз // Изв. АН СССР. Металлы, 1976. № 3. С. 192 – 199.
- 7 Gustafson P. Thermodynamic Evaluation of the Fe – C System. Scandinavian Journal of the Metallurgy, 1985, No. 4, P. 259 – 267.
- 8 Жуков А.А. О диаграмме состояния сплавов системы Fe – C // МиТОМ. 1988. № 4. С. 2 – 9.
- 9 Чередниченко С.П. Теоретическое обоснование основных направлений применения энергии полиморфного превращения олова в процессах обработки давлением // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. Зб. наук. пр. В 2-х ч. Ч. 2. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. – С. 120-124.
- 10 Чередниченко С.П. Моделирование термодинамических характеристик полиморфного превращения β -олова при переходе в γ -олово. – Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. Зб. наук. пр. В 2-х ч. Ч. 2. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2005. – С. 261-265.
- 11 Физический энциклопедический словарь. / Гл. ред. А.М. Прохоров. – М.: Сов. Энциклопедия, 1983. – 928 с.

УДК 621.9

Чайковский А.А., Хасан О.С., Недужий А.Н., Фесенко М.А.
(НТУУ «КПІ, Київ) (ФТИМС НАНУ, Київ), (ДГМА, Краматорск)

РАСТВОРЕНИЕ ФЕРРОМАРГАНЦА ФМн78 В ЛИТЕЙНОЙ ФОРМЕ

This article include the results about research the possibility to use Fe-Mn-alloys (with 78 %Mn) as carbide-stabilized material for producing double-layer casting by inmould-process. The influence of temperature, pouring velocity, grain-size and reaction chamber parameters on the Fe-Mn-alloy solubility were investigated. Was fixed the optimal conditions of maximal solubility of Fe-Mn-alloy in the mould.

В современном технологическом оборудовании, которое используется в металлургической промышленности и в литейном производстве в частности, часто присутствуют цельнолитые рабочие элементы машин, которые подвергаются ударно-абразивному или абразивному износу и механические свойства которых в различных сечениях (частях) должны значительно отличаться. (Так, например – дробильные плиты (щеки) в щековых дробилках, где необходимо наличие у дробящей щеки мягкой подложки для крепления к раме машины и твердой износостойкой дробящей поверхности). В связи с этим имеется необходимость получения двухслойных отливок для такого оборудования.

Для этого, в работе была исследована возможности использования ферромарганца марки ФМн78 для получения твердого износостойкого отбеленного слоя чугуна в отливке при производстве двухслойных отливок методом внутрiformенного модифицирования.

Методика исследования

Объектом исследования было выбрано технологическую пробу массой $7 \pm 0,5$ кг, состоящую из удлиненного литникового хода 1 с реакционной камерой 2 с постоянной площадью горизонтального сечения (4×4 см) и переменной высотой (2; 3 и 4 см), и центробежного шлакоуловителя 3. По длине литникового хода на определенном одинаковом расстоянии друг от друга располагались цилиндрические образцы 4 диаметром 22 мм и высотой 60 мм (см. рис.1).

В качестве заряда реакционной камеры использовали ферромарганец марки ФМн78 с содержанием Mn 77...79 % в количестве 1 % от массы обрабатываемого чугуна. Формы заливали серым чугуном индукционной плавки эвтектического состава ($C_s = 4,2...4,4$ %). Средняя продолжительность заливки форм составляла 12 ± 2 с.

В качестве независимых факторов были выбраны: температура заливаемого чугуна, фракционный состав ферромарганца, массовая скорость заливки, регулируемая площадью поперечного сечения литникового хода, и доля свободного пространства реакционной камеры (ДСПРК).

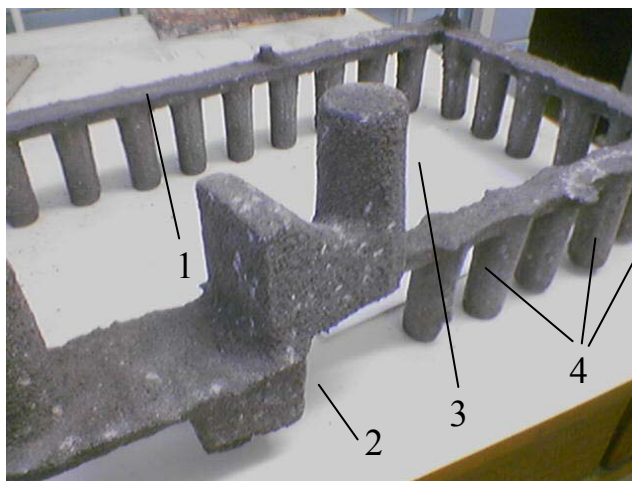


Рисунок 1 – Объект исследования

В качестве заряда реакционной камеры использовали ферромарганец марки ФМн78 с содержанием Mn 77...79 % в количестве 1 % от массы обрабатываемого чугуна. Формы заливали серым чугуном индукционной плавки эвтектического состава ($C_s = 4,2...4,4\%$). Средняя продолжительность заливки форм составляла 12 ± 2 с.

В качестве независимых факторов были выбраны: температура заливаемого чугуна, фракционный состав ферромарганца, массовая скорость заливки, регулируемая площадью поперечного сечения литникового хода, и доля свободного пространства реакционной камеры (ДСПРК).

В качестве отклика использовали величину – количество растворившегося модификатора (КРМ) в реакционной камере.

Для исследования влияния температуры заливки чугуна на процесс растворения ФМн78, серый чугун заливали при температурах: 1400, 1430 и 1470°C.

Для исследования влияния фракционного состава ферромарганца на процесс его растворения в РК было использовано две фракции ФМн78: 1...3 мм и 1...5 мм.

Массовую скорость заполнения формы регулировали, изменяя площадь сечения литникового хода от 1 до 2 см².

Для исследования влияния ДСПРК на процесс растворения ферромарганца, изменяли высоту реакционной камеры, которая составляла: 2, 3, и 4 см при постоянном расходе ферромарганца. Значения ДСПРК составляли: 0,25, 0,5, и 0,75 соответственно.

После выбивки форм и очистки замерялось количество непрореагировавшего ферромарганца в РК и рассчитывалось количество растворившегося модификатора и эти результаты использовались для построения модели.

Планирование эксперимента и статистическая обработка

Планирование эксперимента и обработку полученных данных проводили с помощью пакета прикладных программ ПРИАМ,

разработанного в Лаборатории экспериментально-статистических методов Национального технического университета Украины “КПИ” [1].

Для построения плана эксперимента был выбран метод робастного планирования, базирующийся на последовательности ЛП-тау чисел, обеспечивающий получение устойчивой, информативной и адекватной математической модели для любой (неизвестной заранее) структуры уравнения регрессии.

1 Влияние температуры заливки на КРМ

При заливке форм с температурой расплава чугуна 1400 °С процесс растворения ферромарганца марки ФМн78 в РК идет очень неэффективно. Очевидно, что этой температуры недостаточно для разогрева и полного растворения ферромарганца.

После выбивки форм и очистки отливок было обнаружено, что частички ФМн78 спекаются в полости камеры слабо не взаимодействуют с потоком чугуна. При этом степень растворения изменяется в пределах от 34 % до 53 % (см. рис. 2, 3) .

Повышение температуры заливаемого чугуна до 1470 °С приводит к сокращению времени разогрева частичек ферромарганца и интенсификации процесса растворения. При этом ферромарганец растворяется в потоке расплава чугуна интенсивно и почти полностью. В этом случае КРМ изменяется в пределах от 53 % до 96 % (см. рис. 2, 3).

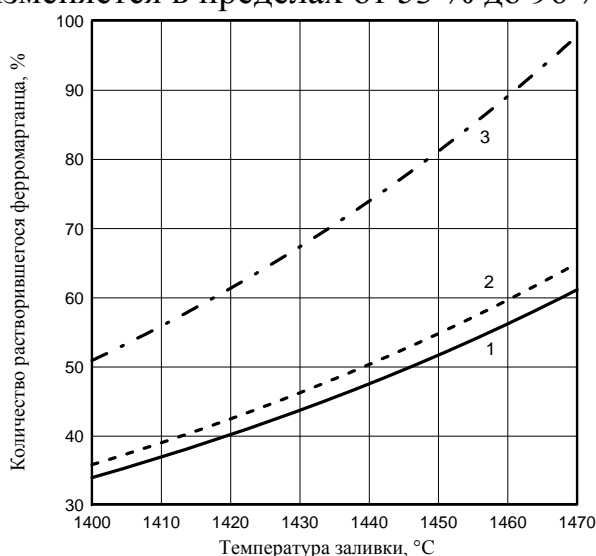


Рисунок 2 – Влияние температуры заливки на количество растворившегося ферромарганца при различной величине площади сечения литникового хода (Фракция 1...5 мм, ДСПРК = 0,25)

$$1 - F_{л.х.} = 1 \text{ см}^2; 2 - F_{л.х.} = 1,5 \text{ см}^2; 3 - F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$$

Таким образом, для наиболее полного растворения ферромарганца марки ФМн78 в РК температура заливки чугуна должна быть не менее 1470 °С. В этом случае растворимость ФМн78 достигает 96 % (см. рис. 2 и 3).

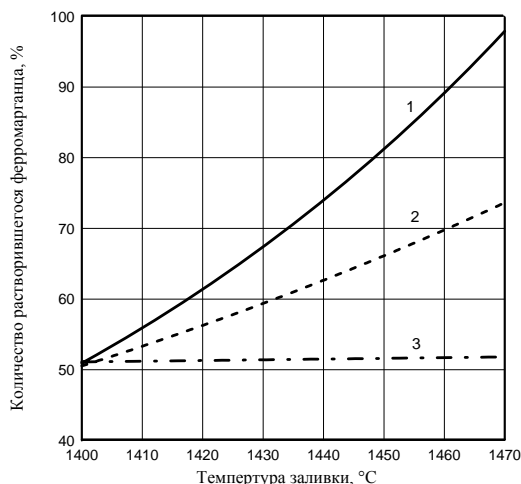


Рисунок 3 – Влияние температуры заливки на количество растворившегося ферромарганца при различной доле свободного пространства реакционной камеры (Фракция 1...5 мм, $F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$).

1 – ДСПРК = 0,25; 2 – ДСПРК = 0,5; 3 – ДСПРК = 0,75

2 Влияние фракционного состава ферромарганца на КРМ

Установлено, что ферромарганец фракции 1...5 мм растворяется в РК эффективнее, чем ферромарганец фракции 1...3 мм. Это связано с увеличением площади межфазового взаимодействия между расплавом чугуна и частицами ферромарганца. (рис. 4, 5 и 6)

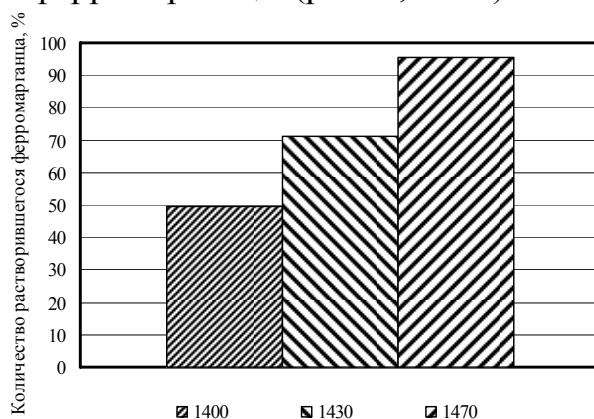


Рисунок 4 – Растворение ферромарганца ФМн78 фракции 1...5 мм при различных температурах заливки ($F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$, ДСПРК=0,25).



Рисунок 5 – Влияние фракции ферромарганца ФМн78 на его растворимость при различной величине площади сечения литникового хода ($T_{зал.} = 1470^\circ\text{C}$, ДСПРК = 0,25).



Рисунок 6 – Влияние фракции ферромарганца ФМн78 на его растворение при различной доли свободного пространства реакционной камеры ($T_{зал.} = 1470^{\circ}C$, и $F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$).

При использовании фракции ФМн78 1...3 мм вероятный характер межфазового взаимодействия [2] будет близким к послойному, а при использовании фракции 1...5 мм – вероятно будет соответствовать объемному. Объемное взаимодействие чугуна и ферромарганца будет способствовать увеличению площади контакта металла и ФМн78, что будет приводить к увеличению КРМ.

При использовании частиц 1...3 мм ФМн78 степень растворимости составляет от 46 % до 65 % (см. рис. 5, 6).

При размере частиц 1...5 мм расплав разогревает верхний слой ФМн78 и одновременно может проникнуть в межзеренное пространство на определенную глубину РК. Благодаря этому, максимальное значение КРМ может достигать значений от 50 % до 96 % (см. рис. 4, 5, 6).

Для наиболее полного растворения ФМн78 в РК литейной формы, необходимо использовать ферромарганец с размером частиц не менее 1...5 мм. Так как в этом случае площадь межфазового взаимодействия максимальна и каждая частица ферромарганца может взаимодействовать с расплавом чугуна по максимальной поверхности, что будет способствовать увеличению растворимости ФМн78.

3 Влияние площади сечения литникового хода на КРМ

Исследовано при различных температурах заливки, фракционном составе ферромарганца и разных значениях ДСПРК. Результаты этих исследований приведены на (рис. 7, 8 и 9) соответственно.

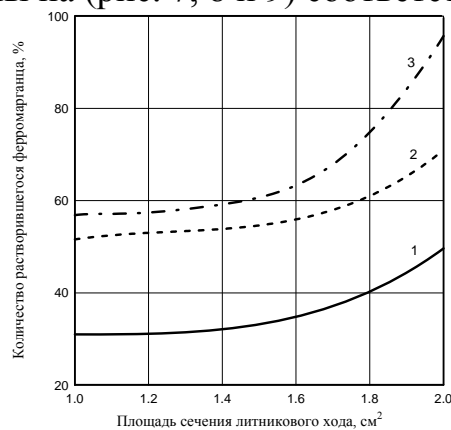
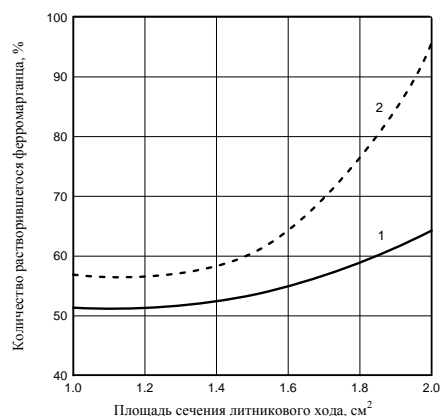


Рисунок 7 – Влияние площади сечения литникового хода на количество растворившегося ферромарганца при различных температурах заливки (Фракция 1...5 мм, ДСПРК = 0,25).
 1 – $T_{зал.} = 1400^{\circ}C$; $T_{зал.} = 1430^{\circ}C$; $T_{зал.} = 1470^{\circ}C$;



1 – 1...3 мм; 2 – 1...5 мм

Рисунок 8 – Влияние площади сечения литникового хода на количество растворившегося ферромарганца при различной его фракции ($T_{зал.} = 1470^{\circ}C$, ДСПРК = 0,25).

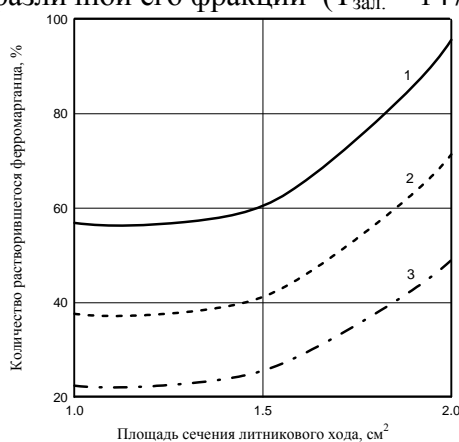


Рисунок 9 – Влияние площади сечения литникового хода на количество растворившегося ферромарганца при различной доле свободного пространства реакционной камеры

(Фракция 1...5 мм, $T_{зал.} = 1470^{\circ}C$)

1 – ДСПРК = 0,25; 2 – ДСПРК = 0,5; 3 – ДСПРК = 0,75

При заливки литейных форм с литниковым ходом площадью поперечного сечения 1 см^2 расплав движется через РК медленно и плавно, что исключает захвата частичек ФМн78. КРМ при таком сечении минимально и составляет от 23 % до 57 % (см. рис. 7, 8 и 9). После выбивки форм и очистки отливок было обнаружено, что значительная часть ФМн78 остается в РК непрореагировавшей.

При площади поперечного сечения литникового хода $1,5\text{ см}^2$ появляется возможность увлечения отдельных частичек ферромарганца потоком чугуна. Процесс растворения интенсифицируется и КРМ достигает значений от 25 % до 60% (см. рис. 7, 8, 9).

При величине площади поперечного сечения литникового хода 2 см^2 скорость движения расплава через РК является максимальной, происходит турбулизация потока расплава и частички ферромарганца уже могут захватываться и замешиваться потоком чугуна. В этом случае положительное действие также оказывает кинетическая энергия струи расплава и дополнительное гидродинамическое перемешивание чугуна в РК. При таком сечении литникового хода усвоение ФМн78 (КРМ) максимально и составляет от 48 % до 96% (см. рис. 7, 8, 9).

4 Влияние величины доли свободного пространства РК (ДСПРК) на КРМ

Ферромарганец ФМн78 не всплывает в поток, а находится в РК. В связи с этим его захват потоком чугуна из РК и замешивание в расплав возможен лишь при определенных параметрах РК (см. рис. 10, 11 и 12) соответственно.

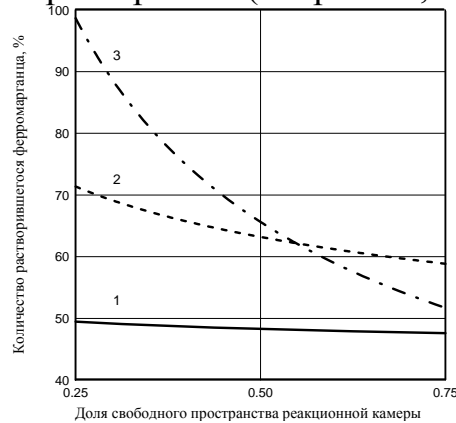


Рисунок 10 – Влияние доли свободного пространства реакционной камеры на количество растворившегося ферромарганца при различных температурах заливки (Фракция 1...5 мм, $F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$).

1- $T_{зал.} = 1400^\circ\text{C}$; 2- $T_{зал.} = 1430^\circ\text{C}$; 3- $T_{зал.} = 1470^\circ\text{C}$;

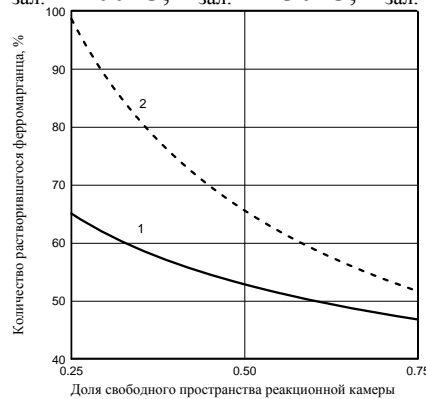


Рисунок 11 – Влияние доли свободного пространства реакционной камеры на количество растворившегося ферромарганца при различной его фракции ($T_{зал.} = 1470^\circ\text{C}$, $F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$).

1 – 1...3 мм, 2 – 1...5 мм

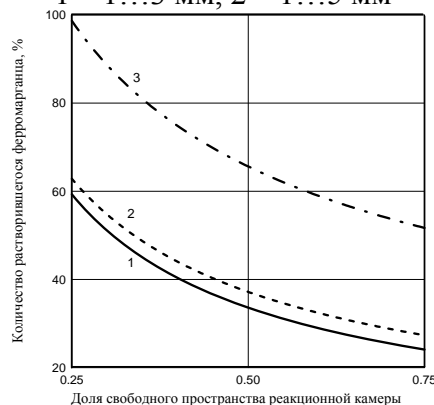


Рисунок 12 – Влияние доли свободного пространства реакционной камеры на количество растворившегося ферромарганца при различной величине площади сечения литникового хода (Фракция 1...5 мм, $T_{зал.} = 1470^\circ\text{C}$)

1 – $F_{л.х.} = 1 \text{ см}^2$, 2 – $F_{л.х.} = 1,5 \text{ см}^2$, 3 – $F_{л.х.} = 2 \text{ см}^2$

При использовании РК с величиной ДСПРК равной 0,25, высота свободного пространства над ферромарганцем в РК минимальна и составляет для исследуемой РК – 1 см. Взаимодействие жидкого чугуна с ферромарганцем происходит в верхней зоне РК. При такой величине ДСПРК, и при площади литникового хода 2 см^2 растворимости (КРМ) достигает 96 % (см. рис. 10, 11, 12).

При увеличении высоты свободного пространства над зарядом РК (ДСПРК равная 0,5) значение КРМ значительно снижается и составляет от 34 % до 66 % (см. рис. 10, 11, 12).

При дальнейшем увеличении высоты свободного пространства над зарядом РК до 3 см (ДСПРК равная 0,75) увлечения и замешивания частиц ферромарганца потоком расплава почти не происходит. В этом случае расплав чугуна опускаясь в РК отдает тепло частицам ФМн78, теряет свою температуру. КРМ в этом случае составляет от 23 % до 58 % (см. рис. 10, 11 и 12). После выбивки форм и очистки отливок в РК были обнаружены нерастворившиеся спекшиеся зерна ФМн78.

Выводы

Максимальное усвоение ферромарганца ФМн78 в расплаве чугуна достигается при температуре заливки форм не менее 1470°C , размере частиц ферромарганца 1...5 мм, площади поперечного сечения литникового хода 2 см^2 , и доли свободного пространства реакционной камеры 0,25.

При температуре заливки 1470°C ферромарганец наиболее полно растворяется в расплаве чугуна. Литниковый ход площадью поперечного сечения 2 см^2 обеспечивает наибольшую скорость движения расплава чугуна и при этом вероятно возникает дополнительное гидродинамическое перемешивание расплава в РК. Появляется возможность захвата и увлечения частичек ферромарганца потоком расплава. При использовании РК с величиной ДСПРК равной 0,25 расплав чугуна взаимодействует с ферромарганцем с минимальной потерей температуры и обеспечиваются оптимальные условия для замешивания частиц ФМн78 в расплав. Размер частиц ФМн78 1...5 мм обеспечивает наибольшую площадь межфазового взаимодействия и наиболее полную растворимость ферромарганца в расплаве чугуна.

Литература

- 1 Пакет прикладных программ ПРИАМ (планирование, регрессия и анализ моделей). Технология применения. – К.: Наукова думка. – 1993. – 94 с.
- 2 В.Б. Бубликов, “Процессы литья”, 1997, №3., с.39-48.

РАЗДЕЛ 4

Моделирование и оптимизация элементов технологической систем

УДК 621.9

Radovanovic Miroslav

University of Nis, Faculty of Mechanical Engineering, Nis, Serbia

MATHEMATICAL MODELLING OF CUTTING SPEED BY ABRASIVE WATERJET

Abrasive waterjet cutting is now a widely accepted process in industry for machining metals, and other materials. The process is based on the erosion of material by abrasive particles accelerated by high pressure waterjet. For efficient application of abrasive waterjet cutting it is necessarily to define cutting data, especially cutting speed. In this paper is presented the method for determination the abrasive waterjet cutting speed.

Introduction

Abrasive waterjets were introduced to manufacturing in the early 1980s, and have steadily grown in popularity as a cutting tool. Abrasive waterjet cutting is a technique in that it makes use of the impact of abrasive material to erode the workpiece material. The supersonic waterjet stream accelerates abrasive particles and those particles erode the material of workpiece. In addition the water afterwards carries both the spent abrasive and the eroded material away from the working area. Abrasive waterjet cutting process provides many unique capabilities and advantages that can prove very effective in the cost battle. Almost any material can be cut. It is the most suitable process for cutting hard material, reflective material, thermal-conductive material, composite material and laminate. The abrasive stream produces a kerf width that is ideal for cutting steel, granite, composites, glass and many other materials. Typical thickness are 100 mm for stainless steel, 120 mm for aluminium, 140 mm for stone, 100 mm for glass, but not limited. Abrasive waterjet process is recognized as the most versatile and fastest growing process in the world. Ease of programming and the abrasivejet ability to cut almost all materials and any thickness make it suitable for all shape cutting applications. Application of abrasive waterjet cutting made possible good quality of products, flexibility of production and enlargement of economy. Abrasive waterjet cutting is used in many industries, including the automobile, aerospace, and glass industries, to create precision parts from hard-to-cut materials. Improvements in abrasive waterjet machining technology results in significant gain in productivity in industry and also make the process suitable for adaptation for new applications than is currently being used. Technological problems related to the application of abrasive waterjet cutting are in insufficient knowledge of the abrasive waterjet technique as well as due to absence of sufficiently reliable practical data and knowledge about the parameters influencing the work process itself. Cutting speed is the key parameter. The goal is to cut as fast as possible, fastest cut speed - lowest cost

per meter. The speed at which the waterjet can cut through material will vary based on a variety of parameters. ([1], [2], [5], [7], [9], [11])

Parameters influenced to cutting speed

Abrasive waterjet cutting process depends on a large number of process parameters such as water pressure, orifice diameter, standoff distance, abrasive rate, cutting speed etc. A common misconception in abrasive waterjet cutting is that it is best to use as little power, as little pressure, as little abrasive as possible to get the job done. Water pressure, orifice/nozzle size combination, pump power capacity and abrasive rate have a pronounced effect on cutting speed, cut edge quality and part cost. The key parameter that controls cutting speed is the water orifice diameter or, indirectly, the water rate. The other two parameters that greatly influence the cutting speed are the water pressure and the abrasive rate. Water pressure has a great influence on the cutting speed. Most in abrasive waterjet cutting circles follow a simple rule: the higher the pressure, the higher the cutting speed, the lower the costs. Higher pressures result in faster cutting. To cut as fast as possible, the system should be operated using the maximum pump power available. The pump power is the determining factor in the waterjet cutting. The most common pump size is the 37 kW (50 HP) pump powering one head. The order of popularity follows 75 kW (100 HP), 18 kW (25 HP), and 112 kW (150 HP). Over 60% of all pumps produced today are of 37 kW or 75 kW. The power in the abrasivejet at the exit of the nozzle is a function of pressure, flow and nozzle size. Power output is more sensitive to changes in nozzle diameter than pressure: doubling the nozzle diameter increases the jet power by a factor of 4, whereas doubling the pressure increases the power by a factor 2.8. In abrasive waterjet cutting it is often thought that to reduce the abrasive rate saves money. There is a peak performance point that abrasive waterjets operate. As abrasive rate is increased cut speed goes up and cost per meter goes down. Cut speed and cost per meter are both at their optimum. This fact is independent of the material of workpiece, or the power of the system. But, too much abrasive will clog in the mixing chamber. However, the optimum values of these parameters are not totally independent. The optimum abrasive rate can be related to the water rate. Orifice/nozzle size combination has an influence on cutting speed. The orifice size dictates the volume of water output by the cutting head. Larger orifices will typically produce a faster cut but will require more pump power. Generally a focusing tube which is about three times larger than the orifice provides optimal cutting efficiency, balancing cost and cutting speed. Typical orifice/nozzle combinations are: 6/21 (0.15/0.54 mm), 9/30 (0.23/0.76 mm), 13/43 (0.33/1.10 mm), 18/63 (0.45/1.60 mm) for water pressure of 400 MPa. The abrasive used in abrasive waterjet cutting is hard sand that is specially screened and sized. The most common abrasive is garnet. Different mesh sizes are used for different jobs: 120 mesh - produces smooth surface, 80 mesh - most common, general purpose, 50 mesh – cuts a little faster than 80, with slightly rougher surface. Cutting speed depends and on the material, the thickness, the quality of the edge finish and tolerance. Cutting speed varies and as a function

of the geometry of the part. ([3], [4], [6], [10])

Mathematical modelling of cutting speed

For mathematical modeling of cutting speed is chosen exponential function:

$$v = C s^{p_1} p^{p_2} q^{p_3} \quad (1)$$

where v – cutting speed, s – material thickness, p – water pressure, q – abrasive rate, C , p_i – constants.

This analytical model, in form of exponential function, can make linear by logarithm.

$$\ln v = \ln C + p_1 \ln s + p_2 \ln p + p_3 \ln q \quad (2)$$

Put in $y = \ln v$, $p_0 = \ln C$, $x_1 = \ln s$, $x_2 = \ln p$ and $x_3 = \ln q$ we have:

$$y = p_0 + p_1 x_1 + p_2 x_2 + p_3 x_3 \quad (3)$$

By planning of experiment is used factorial plan of experiment. Input variables are selected from middle filed of material thickness, water pressure and abrasive rate. Data of experiments: material is carbon steel, material thickness is 10-40 mm, water pressure is 384-404 MPa, diamond orifice size is 0.25 mm, focusing tube is 0.76 mm, abrasive rate is 250-500 g/min. Plan of experiments is shown in table 1.

Table 1 – Plan of experiments

| No. | Input data | | | | | | | Output data |
|-----|------------|-------|-------|-------|---------------|--------------|----------------|-----------------|
| | Code | | | | Input factors | | | Output factors |
| | x_0 | x_1 | x_2 | x_3 | s (mm) | p (MPa) | q (g/min) | v (mm/min) |
| 1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 40 | 404 | 500 | 90 |
| 2 | +1 | -1 | +1 | +1 | 10 | 404 | 500 | 440 |
| 3 | +1 | +1 | -1 | +1 | 40 | 384 | 500 | 80 |
| 4 | +1 | -1 | -1 | +1 | 10 | 384 | 500 | 400 |
| 5 | +1 | +1 | +1 | -1 | 40 | 404 | 250 | 70 |
| 6 | +1 | -1 | +1 | -1 | 10 | 404 | 250 | 330 |
| 7 | +1 | +1 | -1 | -1 | 40 | 384 | 250 | 60 |
| 8 | +1 | -1 | -1 | -1 | 10 | 384 | 250 | 300 |
| 9 | +1 | 0 | +1 | +1 | 20 | 404 | 500 | 199 |
| 10 | +1 | 0 | +1 | -1 | 20 | 404 | 250 | 151 |
| 11 | +1 | 0 | +1 | 0 | 20 | 404 | 350 | 173 |
| 12 | +1 | 0 | -1 | +1 | 20 | 384 | 500 | 181 |
| 13 | +1 | 0 | -1 | -1 | 20 | 384 | 250 | 138 |
| 14 | +1 | 0 | -1 | 0 | 20 | 384 | 350 | 158 |
| 15 | +1 | 0 | 0 | +1 | 20 | 394 | 500 | 190 |
| 16 | +1 | 0 | 0 | -1 | 20 | 394 | 250 | 145 |
| 17 | +1 | 0 | 0 | 0 | 20 | 394 | 350 | 165 |

For analytical model and analysis of experimental data it is used Model-based calibration toolbox, design of experiments and statistical modeling, version 1.1 of software MatLab, version 6.5, release 13.

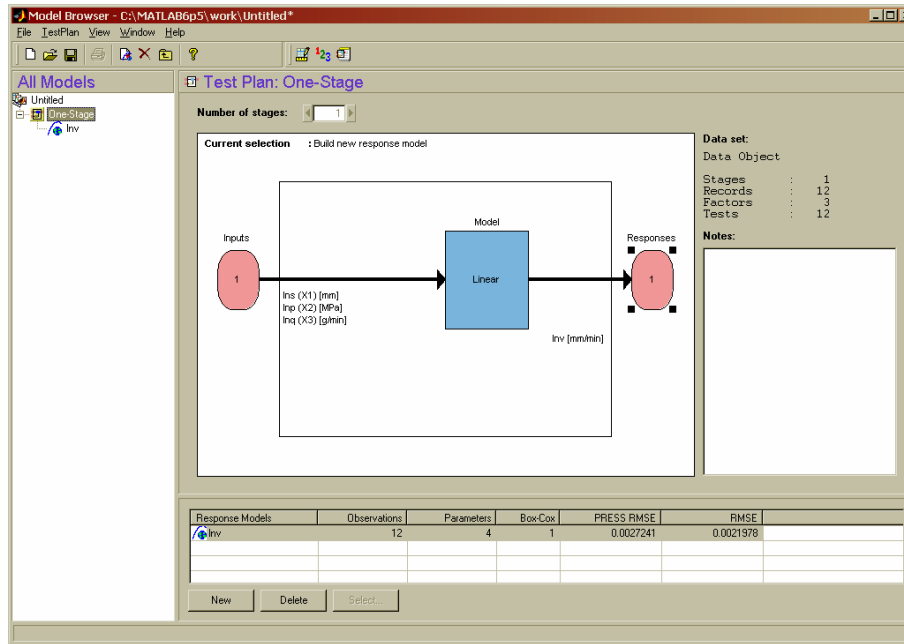


Figure 1 – Test plan

After setup it is given Test plan of experimental model with three input variables and one output variable, figure 1.

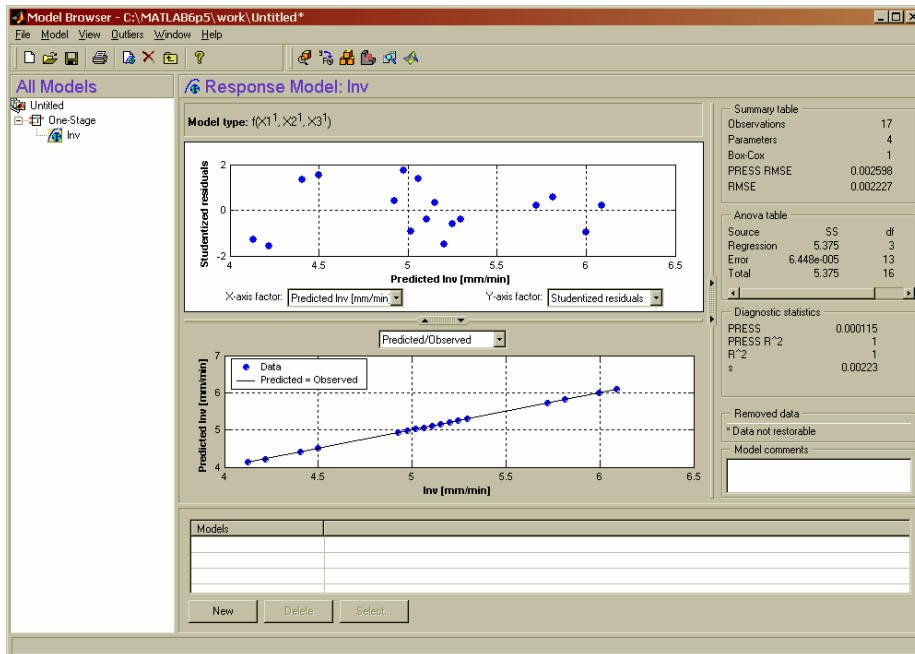


Figure 2 – Response model

Data of response model with summary table, anova table and diagnostic statistics are shown in Figure 2.

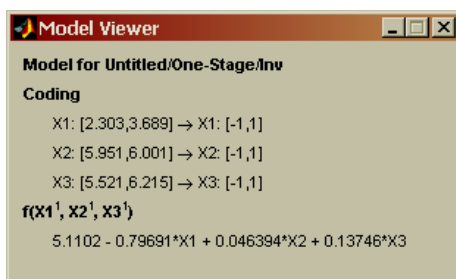


Figure 3 – Model viewer

Model viewer give regression equation, figure 3. Regression equation is:

$$y = 5.1102 - 0.79691x_1 + 0.046394x_2 + 0.13746x_3 \quad (4)$$

Model evaluation, where is done view of functional dependence of cutting speed versus thickness and abrasive rate in log-log scale, is shown in figure 4.

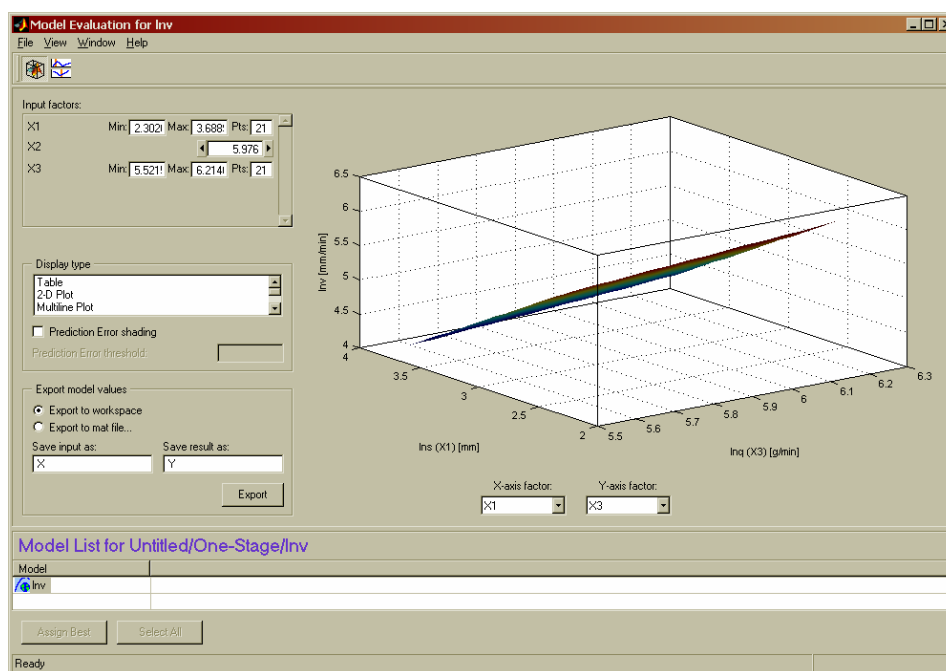


Figure 4 – Model evaluation

Coding values in equation (4) are:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= 1 + 2 \frac{\ln s - \ln s_{\max}}{\ln s_{\max} - \ln s_{\min}} = 1 + 2 \frac{\ln s - \ln 40}{\ln 40 - \ln 10} = -4.322 + 1.443 \ln s \\
 x_2 &= 1 + 2 \frac{\ln p - \ln p_{\max}}{\ln p_{\max} - \ln p_{\min}} = 1 + 2 \frac{\ln p - \ln 404}{\ln 404 - \ln 384} = -235.275 + 39.370 \ln p \\
 x_3 &= 1 + 2 \frac{\ln q - \ln q_{\max}}{\ln q_{\max} - \ln q_{\min}} = 1 + 2 \frac{\ln q - \ln 500}{\ln 500 - \ln 250} = -16.933 + 2.886 \ln q
 \end{aligned} \quad (5)$$

Substitute of coding values we obtain regression equation for cutting speed in form:

$$v = \frac{1}{108} \cdot \frac{p^{1.826} q^{0.397}}{s^{1.15}} \quad (6)$$

where v (mm/min) – cutting speed, p (MPa) – water pressure, q (g/min) – abrasive rate, s (mm) – material thickness.

For water pressure of 400 MPa regression equation for cutting speed has form:

$$v = 522 \cdot \frac{q^{0.397}}{s^{1.15}} \quad (7)$$

Functional dependence of cutting speed versus thickness and abrasive rate for water pressure of 400 MPa is shown in figure 5.

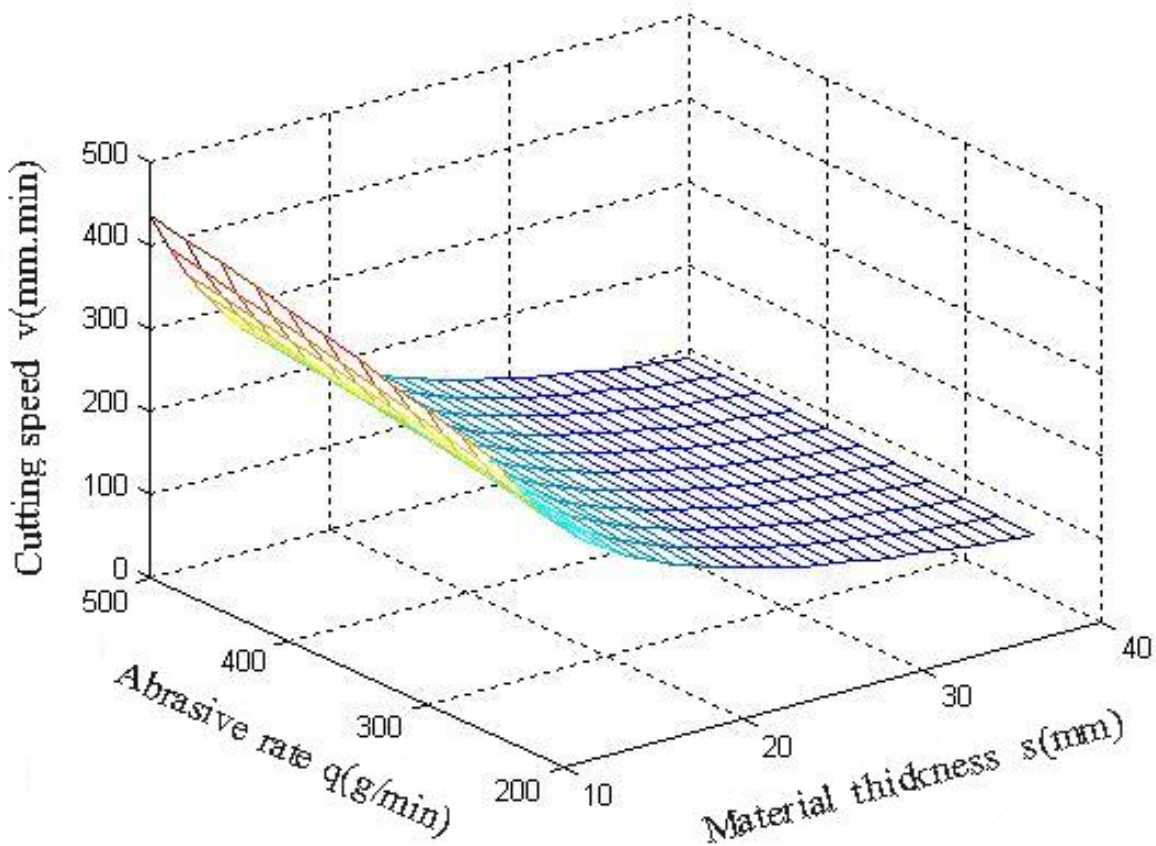


Figure 5 – Cutting speed versus thickness and abrasive rate

Conclusion

Abrasive waterjet machining is an attractive process. It is capable of producing high precision parts that usually requiring no further processing. Abrasive waterjet cutting is now the most cost effective method to cut steels. Precisely defined cutting speed has an important effect on the productivity. Presented mathematical modelling gives regression equation for cutting speed by abrasive waterjet cutting. Cutting speed is done in functional dependence of material thickness, water pressure and abrasive rate.

References

- 1 Kramar D., Junkar M., Laser and Abrasive Waterjet Cutting Economics, International Sheet Metal Review, No 2, 2000, pp. 38-41
- 2 Radovanović M., Cost Analysis of Abrasive Waterjet Cutting, The 17th International DAAAM symposium "Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Mechatronics & Robotics", Vienna, Austria, 2006, pp. 339-340
- 3 Radovanovic M., Estimate of Cutting Speed by Abrasive Waterjet Cutting, The 31st Internationally Attended Scientific Conference "Modern Technologies in the XXI Century", Bucharest, Romania. 2005, pp. 8.196-8.203
- 4 Radovanovic M., Dasic P., Stefanek M., Some Possibilities for Determining Abrasive Waterjet Cutting Parameters, 13. International Conference "Co-Mat-Tech 2005", Trnava, Slovakia, 2005, pp. 969-976
- 5 Radovanovic M., Abrasive Waterjet Machining, Seventh International Scientific Conference "Smolyan-2005", Smolyan, Bulgaria, 2005, pp. 229-234
- 6 Radovanovic M., Determining of Cutting Data by Abrasive Waterjet Cutting, XII International Conference "Machine-building and Technosphere of the XXI Century", Sevastopol, Ukraine, 2005, pp. 221-225
- 7 Radovanovic M., Precision Cutting by Abrasive Waterjet, Scientific Conference "Manufacturing and Management in 21st Century", Ohrid, Republic of Macedonia, 2004, pp. 94-99
- 8 Radovanović M., Comparison of Abrasive Waterjet Cutting and Plasma Cutting, International Scientific Conference UNITECH'04, Gabrovo, Bulgaria, 2004, pp. II-137-II-142
- 9 Radovanović M., Characteristics of Abrasive Waterjet, 3th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry"-RaDMI 2003, Herceg Novi, Serbia and Montenegro, 2003, pp. 469-473
- 10 Janković P., Radovanović M., Parameters of Abrasive Waterjet Cutting Process, 6th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry"-RaDMI 2006, Budva, Montenegro, 2006, pp. 343-346
- 11 Janković P., Radovanović M., Vićovac N., Characteristics and Use of Waterjet Machining, 4th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry" - RaDMI 2004, Zlatibor, Serbia and Montenegro, 2004, pp. 167-172

УДК 657.1(006.31)

Усов А.В., Кошелев О.В.
ОНПУ, г. Одесса, Україна

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПОРТОВ

In the article in theory mathematical approaches of estimation of functioning of marine auction ports (MAP) and forming oriented to growth of income of strategy of MAP are grounded and developed.

Морские торговые порты (МТП) играют существенную роль в обеспечении надежности транспортно-экономических связей государств. Они создают условия эффективной реализации мировых хозяйственных связей, поскольку находятся на стыке различных транспортных систем [1].

В современных условиях, когда национальные морские парохозяйства практически полностью потеряли позиции на мировых и отечественных рынках морских перевозок, а судостроительные и судоремонтные предприятия не соответствуют требованиям времени по материально-техническому состоянию, морские торговые порты могут стать источником финансового пополнения отрасли. Правильно избранная стратегия развития МТП, которая базируется на тщательном изучении тенденций формирования и динамики грузопотоков, позволит мобилизовать использование производственно-технологического, научно-технического, финансово-экономического, социального и организационного потенциалов предприятий в направления, которые обеспечивают надежную конкуренцию на рынке транспортных услуг.

Одной из возможностей оценивания показателей деятельности порта на перспективу есть принятие оптимальных методов. С помощью данного аппарата возможное решение следующих заданий:

- анализ структуры и объема переработки грузов с целью наиболее эффективного использования имеющихся мощностей и складского хозяйства. Ступени эффективности усилий в этом направлении можно считать максимизацию дохода, полученного МТП от основного направления всей деятельности;

- анализ объема и структуры расходов на единицу переработки грузов (в разрезе разных номенклатурных позиций – видов грузов) с целью минимизации фактической себестоимости и улучшения структуры расхода.

Поскольку конечной целью этого достижения есть разработка стратегии роста дохода МТП, необходимо определить возможности улучшения (оптимизации) данного показателя при разных ограничениях, продиктованных реальными условиями функционирования исследованного предприятия – МТП. В связи с тем что целью данной

работы является изучение влияния на доход стохастических факторов динамики (вероятность факторов – например влияние на себестоимость рабочей силы, влияние на доход динамично изменчивых процедур принятия управленческим аппаратом решений, которое непосредственно выбирается в конкретных условиях пользователя) и создание информационной базы для имитационного моделирования.

В последнее время в работах [2,3] предпочтение отдается аналитическим методам, поскольку имитационный метод требует значительных расходов денег и времени. В сравнении с имитационным, аналитический подход гарантирует успех каждого кто желает расширить границы области использования методов математического моделирования. Они дают преимущества во времени обработки данных что позволяет их широкое практическое использование [4]. Воспользуемся более жесткими процедурами поиска (принятия) решения в контексте классических методов оптимизации. Кроме определенного, полезности выбора такого аппарата для такого достижения свидетельствует о следующем:

- избранная нами математическая процедура поиска решений позволяет изучать и оценивать влияние на достигнутый показатель достаточно представительского комплекса факторов;

- метод позволяет рассматривать значение всех используемых показателей динамики за определенные часовые периоды;

- избранная нами процедура позволяет пользователю гибко настраиваться на эксперимент (указывая допустимое значение искажения результатов исследования, итераций и т.д.);

- в пользу выбора данного аппарата свидетельствует его простота и доступность: пользователь может легко изменить набор исходящих факторов в зависимости от задания, которые стоят перед ним;

- кроме того, избранная процедура – достаточно апробированный аппарат, который может быть использован практиками.

Использование методов оптимизации облегчается наличием современных компьютерных технологий и пакетом прикладных программ, одним из таких есть модуль «поиск решений», реализованный в пакете EXCEL [4,5]. Модуль позволяет провести анализ разных альтернатив принятий решений. При этом, в ходе проведения модельных экспериментов с помощью перенастройки реализуются не только исходящие данные в меру их конкретизации (что особо важно в ходе проведения исследований на перспективу), но на другие параметры проведения экспериментов. Возможно также многосценарное решение конкретных заданий.

С учетом вышеприведенных заданий построим математическую модель, после чего остановимся на основных аспектах моделирования и анализа полученных результатов .

Поиск наилучшего объединения привлеченных к переработке данным портом объема и номенклатуры грузов есть ключевым заданием для управленческого аппарата. Под наилучшим понимается объем и структура грузооборота, которого может достичь МТП без расширения собственных производственных мощностей при практическом решении проблемы максимизации дохода в долгосрочном периоде. Чтобы разработать количественные параметры такого грузооборота, воспользуемся следующей моделью (Модель 1).

Модель 1

Необходимо определить такие объемы переработки грузов (X_{ikt}), чтобы достичь максимального объема дохода от деятельности МТП (в разрезе многономенклатурных вариантов).

$$P_k = \sum_i \sum_t (X_{ikt} * Z_{ikt} - X_{ikt} * S_{ikt}) \Rightarrow \max, \quad i \in I,$$

$$P_{ikt} = X_{ikt} * Z_{ikt} - X_{ikt} * S_{ikt}$$

при заданных ограничениях: $V_{ikt}^{\min} \leq X_{ikt} \leq V_{ikt}^{\max}; i \in I,$

$$X_{ikt} \leq VK_{ikt}; i \in I, \quad \sum_1 X_{ikt} \leq V_{kt}^{sum}; i \in I1$$

где: i – индекс номенклатурной позиции (тарифной группы грузов); I – множество индексов номенклатурных позиций (видов грузов); $I1$ – множество индексов номенклатурных позиций (за исключением контейнеров); $I2$ – множество индексов номенклатурных позиций (в разрезе контейнерных грузов); $I=I1 \cup I2$; k – индекс МТП (объекта исследования); t – индекс временного шага (периода исследований); X_{ikt} – объемы груза переработки i -ой номенклатурной позиции по k -му МТП в t -м периоде; S_{ikt} – себестоимость переработки единицы груза i -ой номенклатурной позиции в t -м периоде по k -му МТП; Z_{ikt} – аккордная ставка НРР единицы грузов i -ой номенклатурной позиции в t -м периоде в k -ом МТП; P_{ikt} – доход k -го МТП в t -м периоде от НРР i -ой номенклатурной позиции; P_k – общий доход от НРР k -го МТП за весь исследуемый период; $V_{ikt}^{\min}, V_{ikt}^{\max}$ – соответственно минимальная и максимальная пропускная способность k -го МТП по i -ой номенклатурной позиции в t -ом периоде; VK_{ikt} – общая пропускная способность состава k -го МТП по i -ой номенклатурной позиции и t -м периоде; V_{kt}^{sum} – общая пропускная способность k -го МТП во весь номенклатурных позициях (кроме контейнерных перевозок) в t -м периоде.

Грузооборот (за объемом и структурой) есть основным фактором, который определяет как уровень доходов, так и сумму расходов, необходимых для освоивания предложенных для переработки грузов и получения для этого соответственных доходов. Для максимизации дохода (в условиях жестко закрепленных на государственном уровне тарифов НРР

в МТП) необходимо обосновано сократить расходы, то есть определить оптимальную структуру расходов на единицу переработки грузов в разрезе контейнерных номенклатурных позиций.

С этой целью предлагается использование Модели 2, с помощью которой исследуем оптимальную структуру себестоимости переработки единицы отдельного груза, что позволит минимизировать расходы по обработке этого грузопотока в определенном МТП.

Модель 2

$$\sum_z S_{izkt} \Rightarrow \min$$

при следующих ограничениях: $S_{izkt}^{\min} \leq S_{izkt} \leq S_{izkt}^{\max}$, $z \in J; J = J1 \cup J2$,

$$\sum_z S_{izkt} / \sum_{z \in J1} S_{izkt} \leq PROC_{ikt}$$

где: z – индекс статьи расходов; J – множество индексов всех статей расходов; $J1, J2$ – множества индексов статей расходов, которые соответственно относят к измененным и постоянным видов расходов; S_{izkt} – объем расходов на единицу i -ой номенклатурной позиции по z -ой статье по k -му МТП в t -м периоде; $S_{izkt}^{\min}, S_{izkt}^{\max}$ – соответственно минимальная и максимальная граница возможных объемов расходов на единицу i -ой номенклатурной позиции по z -ой статье по k -му МТП в t -ом периоде; $PROC_{ikt}$ – наиболее эффективное процентное соотношение между измененными и постоянными расходами в общей структуре расходов на единицу i -ой номенклатурной позиции по k -му МТП в t -ом периоде.

Как указано выше, для реализации приведенных моделей использовался инструментальный модуль «Поиск решений» системы EXCEL. Общую постановку задания поиска решений можно представить математически в следующем виде:

Необходимо выбрать такие управления:

$$\{U(0), U(1), \dots, U(N-1)\},$$

которые принадлежат области $U(t) \in \Omega$; $t=0,1,\dots,N-1$, чтобы по закону движения

$$X(t+1)=f[X(t),U(t)];t=0,1,\dots,N-1$$

определить фазовую траекторию $\{X(0), X(1), \dots, X(N)\}$ с начальным условием $X(0)=x_0$, таким, чтобы удовлетворить условиям $X(N)=x_1$ и достичь MIN(MAX) функционала:

$$J = \sum_{t=0}^{N-1} f(X(t), U(t)) + F(X(N), U(N))$$

Управление и траектория, которые соответствуют решению данного задания, есть оптимальные.

Реализация приведенных выше моделей способами модуля «Поиск решений» требует определение следующих параметров:

- фазового вектора $X(t)$ и фазовых координат;

- управляющего вектора $U(t)$ и управляемых параметров, на которые накладываются ограничения;
- начальных и конечных условий;
- закон движения;
- параметров задачи;
- целевого функционала.

Таким образом, определению подчиняется целевая функция, сосредоточенная и ограниченная, которая будет учитываться в процессе анализа.

Целевая сосредоточенность (целевая функция) – это сосредоточенность модели рабочей страницы EXCEL, для которой необходимо найти максимальное, минимальное или изначально заданное значение (в предложенных моделях 1 и 2 – это максимум и минимум соответственно).

Переменные сосредоточенности (переменные, значение которых определяется; параметры управления) – это сосредоточенности, от которых зависит значение целевой сосредоточенности.

Поиск решений отбирает значения переменных сосредоточенностей до тех пор, пока не будет найдено решение. Фактически, это сосредоточенности, которые пользователь использует в качестве переменных.

В модели 1 в качестве переменных выступают объемы переработки грузов по всем наиболее интересным для конкретного МТП объектам исследований номенклатурных позиций (видов грузов). В разрезе избранных для исследования часовых периодов (у нас – кварталов, поскольку это главный часовой и отчетный промежуток времени для отечественных МТП). Рассматривая вопросы максимизации дохода, определяем доходы и расходы МТП от ПРР. При этом не рассчитываются доходы и расходы на сохранение грузов и использование вспомогательных работ. Основным видом услуг МТП, что формирует доход от основной деятельности есть именно ПРР.

В модели 2 переменными есть сосредоточенности, которые содержат объемные значения по статьям расходов на единицу переработки грузов по выбранным видам для исследования МТП. За каждым грузопотоком выбирались предприятия, в грузообороте которых груз, себестоимость переработки которого рассматривается, занимает значительную удельную долю. Кроме этого, в этих МТП есть перспектива для наращивания объемов его переработки. Ограничения – это значения сосредоточенности, которые должны находиться в определенных границах и устраивать целевые значения. Ограничения могут накладываться как на целевую функцию, так и на переменные сосредоточенности.

В приведенных моделях 1 и 2 ограничения накладываются на переменные сосредоточенности.

Определение необходимых параметров, а также вспомогательных параметров для проведения экспериментов (необходимой точности, расчетов, часовых ограничений, если они существенны, математического подхода, параметров отчетов) позволяют реализовать решения оптимального задания и получить результаты в виде исследуемых альтернатив. Подробная технология работы с модулем «Поиск решений» приведена в работе [5] с системой EXCEL и не требует детального рассмотрения. Остановимся более детально на основных моментах проведенных расчетов с помощью моделей 1 и 2 (апробацию проведено на фактических данных МТП Украины).

Оптимальная структура грузооборота, рассчитана с использованием модели, при использовании и сохранении действующих тарифов на ПРР, обеспечивает увеличение дохода до 81376,68 тыс. долларов США.

Фактически полученный доход порта за услуги с ПРР в 2001-2003 гг. составлял 44728,0 тыс. долларов США.

Главной причиной в расхождении данных был комплекс как внутренних, так и внешних факторов, которые способствовали значительному отличию структуры грузооборота, определенной моделью 1 от фактических.

Таблица 1 – Доход от выполнения ПРР Ильичевского МТП в 2001 – 2003 гг. тыс. долларов США

| Год | 1-й квартал | 2-й квартал | 3-й квартал | 4-й квартал | За год |
|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|---------|
| 2001 | 6273,0 | 3929,0 | 1709,0 | 3467,0 | 15378,0 |
| 2002 | 3256,0 | 3313,0 | 3615,0 | 3382,0 | 13566,0 |
| 2003 | 4250,0 | 2807,0 | 4223,0 | 4504,0 | 15784,0 |
| В общем | 13779,0 | 10049,0 | 9547,0 | 11353,0 | 44728,0 |

По наливным (растительное масло), нагружаемым (железная руда) грузам фактически объем переработки значительно ниже, чем прогнозируемый оптимальный вариант Это связано как с внешними причинами (наличие аналогичных комплексов в других портах Украины, обострение конкуренции за грузопотоки с портами соседних государств, в первую очередь России, колебание рынков сбыта упомянутых товаров, то есть и объемов их перевозок морским транспортом), так и внутренними. Ильичевский МТП с целью увеличения дохода стремится изменить структуру грузооборота на пользу высоко тарифных генеральных и контейнерных грузов. Эти традиционные для предприятия грузопотоки были частично утрачены, что привело к необходимости привлечь дополнительные объемы нагружаемых грузов, развивать мощность для их обработки. Исследования ПРР МТП от 2003 г. показали увеличение части тарно-штучных грузов в своем грузообороте с одновременным снижением частицы массовых грузов. Этим и объясняется, что фактические объемы

переработки руды, растительного масла, зерна, оказались ниже прогнозируемых значений.

В тоже время значительно более высокими, чем прогнозировалось, были объемы переработки удобрений (хлор калия) и черных металлов. Однако, наиболее «узким местом» есть такая номенклатурная позиция как контейнеры (пустые). За грузовыми контейнерами ситуация выравнивается и существенно улучшается, начиная с 2002 – 2003 гг.

Выводы

1 Построение оптимальных за критерием максимизации доходов от ПРР плана объема и структуры грузооборота в разрезе контейнерных грузов для определенного МТП с учетом его фактических возможностей позволяет на основе сравнения с фактическими данными определить направление поиска резервов; определить грузопотоки, которые могут быть привлечены в порт и освоены существующими мощностями, без дополнительных инвестиций. Это позволяет оперативно оценивать результативность реализации избранного стратегического набора, помогает определиться с необходимостью и направлением внесения в него изменений.

2 Расчеты, выполненные на основе статистических данных о производственных возможностях и результатах деятельности МТП с которыми конкурирует предприятие позволяют создать достаточно четкие представления о возможных направлениях их рыночной активности. Особо важным в современных условиях является то, что необходимо учитывать обострение конкуренции за грузопотоки на внутреннем рынке транспортных услуг.

Литература

- 1 Аракелов Ф. Развитие российских портов Черного и Каспийского морей //Порты Украины. – 2003. - №6. – С. 64-68.
- 2 Краев В.И., Пантин А.А. Экономика морского транспорта. – М.: Транспорт, 1990. – 411с.
- 3 Гончаров М.Ю. Системный факторный анализ экономических процессов на транспорте. – К.: Логос, 1999. -423 с.
- 4 Бочаров В.В. Финансовое моделирование . – СПб, Питер, 2000. – 208с.
- 5 Додж М., Кината К., Стинсон К. The cobbgrouр. Эффективная работа в EXEL 7,0: Пер. с англ. – СПб : Питер, 1998.-1040 с.

УДК 621.9

Крижанівський В.Б.
ЖДТУ, Житомир, Україна

КОМП'ЮТЕРНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБРОБКИ, ЯКІ ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ЗАДАНІ ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКОЇ ПОВЕРХНІ

This paper presents an estimation of machining parameters to achieve a quality needed of surface roughness. For this aim radial basis function neural networks is used. Training and testing of created networks is performed using computer-aided simulation application.

Постановка проблеми в загальному вигляді

Обробка матеріалів лезовим інструментом здійснюється на сьогодні, в тому чи іншому вигляді, в надзвичайно широкому різноманітті технологічних процесів. В теперішній час можна говорити про потужний напрям науки та практики, який присвячений різним питанням взаємодії матеріалу та ріжучого інструменту. Однак, незважаючи на спільність за головною ознакою – знання поверхневого шару за допомогою ріжучого клину, кожний конкретний клас практичних задач розрізняється настільки специфічними особливостями в сенсі технологічної мети, домінування фізико-хімічних явищ, якими не можна знехтувати, привабливості тої чи іншої математичної моделі, що породжує самостійні розділи та напрямки.

Відомо, що головними задачами виробництва є покращення якості виробів, підвищення продуктивності, зниження собівартості технологічного процесу. При цьому остаточний результат визначається не тільки якістю, продуктивністю та собівартістю, а й необхідністю формувати такий поверхневий шар деталі, який найкраще буде забезпечувати її експлуатаційні характеристики. Одним з перспективних видів лезової обробки поверхні є торцеве фрезерування [1]. Отже, проектування фрез та визначення параметрів обробки повинно враховувати задані властивості поверхні, яка обробляється. Таким чином, формується змістовна постановка оберненої задачі, яка полягає у визначенні конструктивних параметрів фрез та режимів обробки, виходячи з властивостей оброблюваної поверхні. При цьому взаємозв'язок входів та виходів моделі не має задовільного математичного опису або взагалі невідомий.

Формулювання цілей статті і виклад основного матеріалу

В чисто теоретичному плані ряд питань утворення поверхні є надзвичайно складними. В той же час вони досить просто розв'язуються за допомогою комп'ютерного моделювання.

Як правило, досліджуючи характеристики поверхневого шару їх поділяють на геометричні та фізико-механічні. Дана робота має за мету дослідження формування поверхні з точки зору мікрогеометрії. Створена комп'ютерна модель безпосередньо відображає процес формування мікрогеометрії плоскої поверхні при торцевому фрезеруванні. Модель враховує неперіодичні зміщення ріжучої крайки в зв'язку з неточністю рухів технологічної системи, дає можливість побудувати площу контакту поверхні, профіль шорсткості.

Складові програмного додатку наступні:

1 Побудова траєкторій окремих точок ріжучої кромки ножа фрези в різні моменти часу з невеликим кроком (Рис.1).

2 Перерахунок координат отриманих точок в зв'язку з нахилом осі шпинделя та неперіодичними коливаннями ріжучої кромки.

3 Побудова 3D моделі поверхні по отриманим точкам. Між розрахованими точками поверхня апроксимується лінійно (Рис.2 і Рис. 3).

4 Для визначення площі реального контакту з поверхнею будується лінія рівня t_p . Обраховується площа поверхні, яка нею обмежується.

В чисельному вигляді додаток визначає параметри шорсткості поверхні R_a , R_z і т.д. Також передбачена можливість визначення площі змодельованої тривимірної моделі поверхні.

Комп'ютерні експерименти дозволяють отримувати корисні результати без необхідності проведення вартісних натурних експериментів та вимірювань.

В результаті накопичується істотний масив пов'язаних між собою вхідних та вихідних даних, хоча закон, який їх пов'язує, невідомий. Специфіка отриманих даних (великий об'єм та різноманітність) робить необхідним використання відповідних підходів.

В даній роботі для опису „чорної скрині”, яка пов'язує геометричні показники якості (вхід) та параметри обробки (вихід), використано нейромережевий підхід [2]. Він з самого початку не передбачає фази аналізу при побудові моделі. Нейронна мережа це суттєво синтетичний, а не аналітичний підхід. Звичайно і тут залишається поняття моделі і її синтез зводиться до параметричної оптимізації, яка побудована на основі активаційних функцій нейронів. Але дослідник позбавлений від необхідності визначати якій можливій поведінці об'єкта відповідає активність одного з нейронів і який фізичний сенс набувають синаптичні коефіцієнти. Задача формулюється для усієї мережі в цілому. Тому об'єкт досліджується одразу в цілому, а не в максимально ідеалізованих умовах. Тепер увага зосереджується саме та тих режимах, які нас цікавлять безпосередньо в практичному відношенні.

Хоч і можна передбачити, що нейронна мережа може виконати найскладніше перетворення «вхід - вихід», але наперед неможливо

передбачити, яка архітектура мережі (тобто вид шаблону) виявиться найкращою для розв'язання задачі, яка нас цікавить. Який обрати вид активаційних функцій? Скільки шарів в мережі та нейронів в кожному шарі для забезпечення інформаційної ємності мережі? Не очевидне питання і про кількість зворотних зв'язків, бо без них поведінка мережі не може бути динамічною.

Комп'ютерне експериментування є на сьогоднішній день єдиним надійним способом для відповіді на поставлені питання.

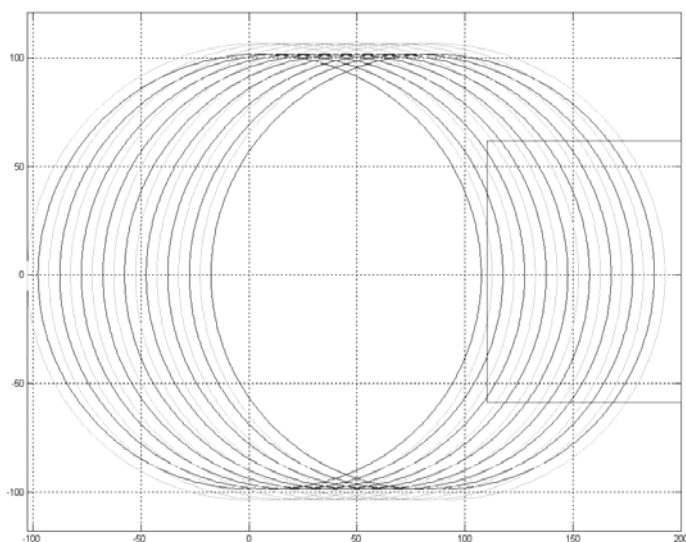


Рисунок 1 – Рух окремої точки ножа фрези (для наочності подача сильно збільшена)

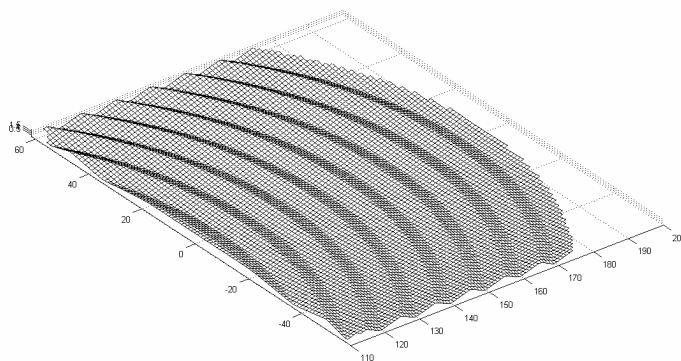


Рисунок 2 – Тривимірна модель поверхні. Побудована на основі сліду ріжучої кромки без врахування биття (для наочності подача сильно збільшена)

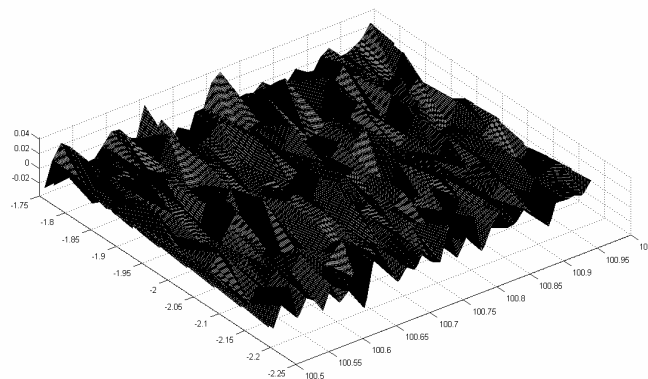


Рисунок 3 – Тривимірна модель ділянки поверхні з врахуванням биття

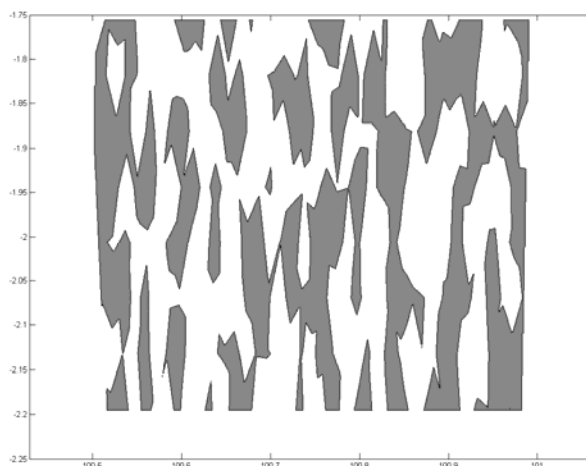


Рисунок 4 – Область реального контакту поверхні (заштрихована)

В роботі використані RBF мережі (Radial Basis Function Network), запропоновані в [3,4]. Головні переваги даних мереж в простоті їх будови та реалізації. Можливості їх навчання та узагальнення надзвичайно великі. Будова RBF мереж в загальних рисах передбачає наявність трьох різних шарів. Вхідний шар утворюється вершинами-джерелами. Другий шар це прихований шар достатньо високої розмірності, який призначений для тих самих цілей як і у багатошаровому перцептроні. Вихідний шар забезпечує відповідь мережі на вплив шаблонів на вхідний шар. Перетворення від вхідного шару до прихованого шару є нелінійними, в той же час перетворення від прихованого шару до вихідного є лінійними. RBF мережа це мережа прогнозуючого характеру з одним прихованим шаром. Кожна вершина в прихованому шарі має два параметри, а саме центр x_j та ширину σ_j . Центру ставиться у відповідність вхідний вектор мережі для отримання радіально симетричного результату. В свою чергу, результат прихованого шару масштабується вагою дуг між прихованим шаром і вихідним. Класичний підхід до реалізації RBF мереж передбачає використання в якості основних функцій кривих Гауса $V_j = \exp\left(\|x_j - \xi_i\| / 2\sigma_j\right)^2$, де x_j центр та σ_j ширина. Центри обираються випадковим чином, а ширина визначаються за допомогою відповідних евристик [5]. Параметри, які визначаються на основі навчання мережі, це ваги дуг від прихованого шару до вихідного. Зазвичай вони визначаються за допомогою методу найменших квадратів або методу градієнтного спуску [6]. Алгоритм опишемо наступним чином [7]:

- 1 Обрати довільним чином число RBF вершин c .
- 2 Ініціалізувати їх центри випадковим чином з навчаючої послідовності. $x_j = \xi_i$, де $j = 1, \dots, c$ та $i = 1, \dots, n$ (числа навчаючих послідовностей).
- 3 $E_{tot} = 0$.

4 Обираємо пару вхід – вихід (ξ_i, ζ_k) .

5 Вираховуємо вихід прихованого шару, $V_j = \exp\left(\|x_j - \xi_i\| / 2\sigma_j\right)^2$ де x_j центр та σ_j ширина RBF вершини для кожної вершини прихованого шару.

6 Вираховується вихід мережі наступним чином $Q_k = 1 / (1 + \exp(-\sum w_{kj}v_j))$.

7 Вираховуємо помилку $E = (Q_k - \zeta_k)^2$ та $E_{tot} += E$.

8 Зміни ваг вираховуємо наступним чином: $\delta_k = (Q_k - \zeta_k)Q_k(1 - Q_k)$, $\Delta w_{kj} = \delta_k V_j$, $w_{kj} = w_{kj} + \Delta w_{kj}$.

9 Якщо $E_{tot} > E_{min}$, то перейти на крок 4.

10 Кінець алгоритму.

Схема вхідної послідовності наведена в таблиці 1. Мережа навчалася з різними кількостями центрів, що обиралися випадковим чином з множини вхідних даних. Обрані числа 30, 60, 66, 69. Варіювалися також кількості епох. Таблиця 2 демонструє результати тестування навченої мережі. Результати навчання та тестування мережі наведені у таблиці 3. Рис. 5 та рис. 6 ілюструють залежність помилки від числа RBF центрів та від кількості епох.

Таблиця 1 – Приклади вхідних наборів для навчання мережі

| Номер виборки | R_a | R_z | R_q | R_{max} | Area |
|---------------|--------|--------|--------|-----------|--------|
| 1 | 0.0136 | 0.0683 | 0.0336 | 0.0816 | 0.4242 |
| 2 | 0.0157 | 0.0653 | 0.0436 | 0.0823 | 0.4356 |
| 3 | 0.0155 | 0.0673 | 0.0438 | 0.0893 | 0.4453 |

Таблиця 2 – Результати тестування RBF мережі

| № | Дисперсія | | | Подача | | |
|---|-----------------|----------------------------|------------------------|-----------------|----------------------------|------------------------|
| | Бажане значення | Визначене мережею значення | Класифікаційна помилка | Бажане значення | Визначене мережею значення | Класифікаційна помилка |
| 1 | 0,05 | 0,0510 | 10^{-6} | 0.025 | 0.0263 | 1.69×10^{-6} |
| 2 | 0.07 | 0.0699 | 10^{-8} | 0.030 | 0.0304 | 1.6×10^{-7} |
| 3 | 0.09 | 0.0901 | 10^{-8} | 0.035 | 0.0355 | 2.5×10^{-7} |
| 4 | 0.04 | 0.0387 | 1.69×10^{-6} | 0.045 | 0.0449 | 10^{-8} |
| 5 | 0.03 | 0.0312 | 1.44×10^{-6} | 0.050 | 0.0533 | 0.00001089 |

Таблиця 3 – Якість прогнозу RBF мережі

| Число центрів | 30 | 60 | 66 | 69 |
|------------------------------------|----------|----------|--------|----------|
| Помилка | 0.396377 | 0.278288 | 0.2505 | 0.256782 |
| Точність при навчанні мережі (%) | 93 | 96 | 97 | 97 |
| Точність при тестуванні мережі (%) | 81 | 94 | 94 | 94 |

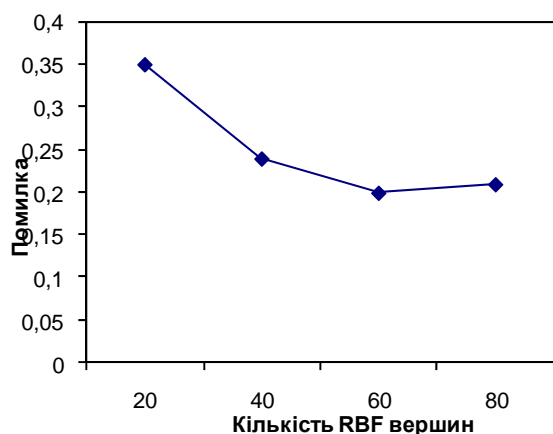


Рисунок 5– Залежність помилки від RBF вершин

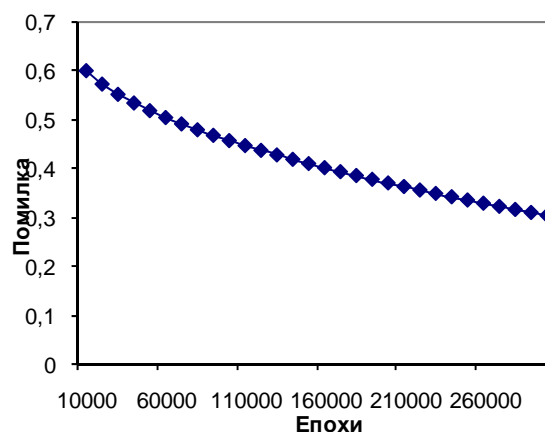


Рисунок 6 – Залежність помилки від епох

Висновок

Використання RBF нейронних мереж для прогнозування параметрів обробки, виходячи з забезпечення потрібних показників плоскої поверхні за шорсткістю, показало свою ефективність. Перспективним також уявляється підхід, який полягає в тому, що для навчання та тестування нейронної мережі використана комп'ютерна модель утворення плоскої поверхні при торцевому фрезеруванні. Подальші напрямки досліджень полягають у вивченні впливу на точність прогнозу різних параметрів нейронної мережі та включенні у процес формування поверхні інших впливових факторів.

Література

- 1 Мельничук П.П., Наукові основи чистового торцевого фрезерування плоских поверхонь // Автореф. дис. ... докт. тех. наук, – Київ, 2002. – 36 с.
- 2 Вороновский Г.К., Махотило К.В., Петрашев С.Н., Сергеев С.А. Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности. – Харьков: Основа, 1997. – 107 с.
- 3 Broomhead and Lowe, Multivariable function interpolations and adaptive networks, Complex Systems, 2, pp. 321–355, 1988.
- 4 T. J. Moody and C. J. Dankin, Fast learning in networks of locally tuned processing units, Neural Computations, 1, pp. 151–160, 1989.
- 5 D. R. Baughman and Y. A. Liu, Neural networks in Bioprocessing and Chemical Engineering, Academic Press, 1996.
- 6 S. Haykin, Neural networks – A Comprehensive Foundation, Macmillan, 1998.
- 7 P. Srinivasa Pai, T. N. Nagabhushana and P. K. Ramakrishna Rao. Flank wear estimation in face milling based on radial basis function neural networks // Int J Manuf Technol (2002) 20:241 -247.

УДК 621.9

Виговський Г.М., Громовий О.А., Білявський М.Л.

ЖДТУ, м. Житомир, Україна

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГЛИБИНИ ЗМІЦНЕННЯ ПЛОСКОЇ ПОВЕРХНІ ДЕТАЛІ АЛМАЗНИМ ВИГЛАДЖУВАННЯМ

It is submitted mathematical model of hardening of a surface diamond pressure, the mathematical model is generated enables to define deformation and contact pressure, depth and hardness of the strengthened layer of a surface after operation diamond pressure. Results of modeling of operation diamond pressure are submitted in programs ANSYS, MSC NASTRAN.

В машинобудуванні і в галузях, споживаючих продукцію машинобудування, найважливішими проблемами є підвищення надійності машин і механізмів та їх економічної ефективності як у виробництві, так і в обслуговуванні. В разі раціональної експлуатації машин і механізмів, їх надійність роботи залежить від якості деталей, з яких вони зібрані.

Зносостійкість деталей значною мірою залежить від фізико-механічних характеристик поверхневого шару

В сучасному машинобудуванні існують прогресивні технологічні процеси обробки, які забезпечують зміцнення поверхневого шару деталей. Одне з провідних місць належить поверхневому пластичному деформуванню (ППД), яке дозволяє отримати необхідний мікрорельєф поверхні, структуру поверхневого шару, зміцнити його і забезпечити необхідні експлуатаційні характеристики.

Вже у 40–50-х роках налічувалось понад п'ятдесят різновидів способів цього високоефективного методу зміцнення деталей. На теперішній час сучасний арсенал способів зміцнення поверхневим пластичним деформуванням нараховує до 10 напрямів та понад 120 різновидів способів виконання оздоблювально-зміцнювальних операцій, які дозволяють не тільки покращити мікрорельєф поверхонь деталей, а й забезпечити структуру та властивості поверхневих шарів металу деталей з наперед заданими фізико-механічними властивостями та оптимальним мікрорельєфом [1–2].

Найбільш широко використовується ППД вигладжуванням при обробці циліндричних і фасонних поверхонь: шийок валів, отворів, галтелей тощо, що пояснюється відносною простотою конструкцій застосованих пристроїв та процесу обробки в цілому. Переважна більшість теоретичних розробок і експериментальних досліджень якісних показників поверхневого шару деталей після ППД стосується саме обробки циліндричних поверхонь.

Для досягнення шорсткості $Ra = 0.32 \dots 0.5$ мкм, а також для утворення стискуючих напружень в поверхневому шарі і необхідної мікротвердості матеріалу застосовують процес поверхневого пластичного деформування, як окрему технологічну операцію (вигладжування, накатування, інше), що впливає на тривалість виробничого процесу і, як наслідок, збільшує собівартість виробу. Однак раціональним слід вважати комбінований механічний процес обробки – чистова лезова обробка з фінішним пластичним деформуванням матеріалу плоских поверхонь інструментом, оснащеним НТМ.

Проблемам зміцнення поверхонь деталей присвячена велика кількість наукових праць, що свідчить про актуальність розв'язання цієї задачі у машинобудуванні.

Науковою базою для теоретичних досліджень стали розробки та результати випробувань вітчизняних і зарубіжних вчених: Андреева Г.С., Афтаназіва І.С., Боровського Г.В., Внукова Ю.М., Гавриша А.П., Єрмакова Ю.М., Карюка Г.Г., Клименка С.А., Комбалова В.С., Мельничука П.П., Остаф'єва В.А., Подураєва В.М., Полетики М.Ф., Рижова Е.В., Равської Н.С., Родіна П.Р., Розенберга О.О., Сенькіна Є.М., Сулова А.Г., Торбили В.М., Чистосердова П.С., Ящеріцина П.І., Армарего І.Дж.А., Брауна Р.Х. та інших.

Метою роботи є створення адаптивного алгоритму комп'ютерного моделювання глибини зміцнення плоскої поверхні алмазним вигладжуванням з метою подальшого аналізу експлуатаційних властивостей даного виробу.

Дана робота пов'язана з виконанням НДР Житомирського державного технологічного університету “Розробка прогресивного багатолезового інструменту для чистової обробки плоских протяжних поверхонь на вертикально-фрезерувальних верстатах”, номер державної реєстрації РК №0102V005622, а також договорами між ЖДТУ та ВАТ “Коростенський завод хімічного машинобудування” номер державної реєстрації РК №01060013148, ВАТ “Львівський завод фрезерних верстатів”, номер державної реєстрації РК №01060013149.

В умовах виготовлення на ВАТ “Львівський завод фрезерних верстатів” блока гідророзподільовача існує потреба проводити перед збиранням вузла поверхнєве пластичне деформування плоскої поверхні виготовленої зі сталі 55 (рис. 1).

При вигладжуванні поверхонь на ділянці контактування деформуючого елемента і оброблюваної деталі виникають значні контактні напруження. При певному зусиллі вигладжування відбувається пластична деформація поверхневого шару матеріалу оброблюваної деталі, в наслідок чого зминаються мікро нерівності та змінюються фізико – механічні властивості поверхневого шару.

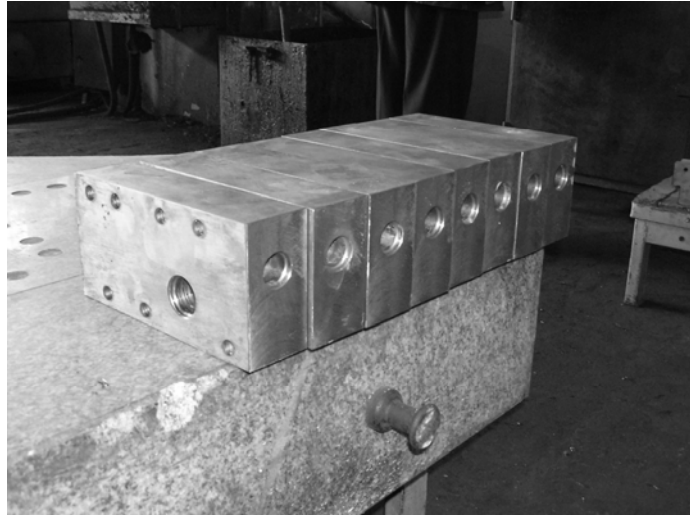


Рисунок 1 – Блок гідророзподільвача виробництва ВАТ “Львівський завод фрезерних верстатів”

Розглянемо сформовані твердотільні моделі оброблюваної заготовки, інструменту, що буде здійснювати алмазне вигладжування плоскої поверхні.

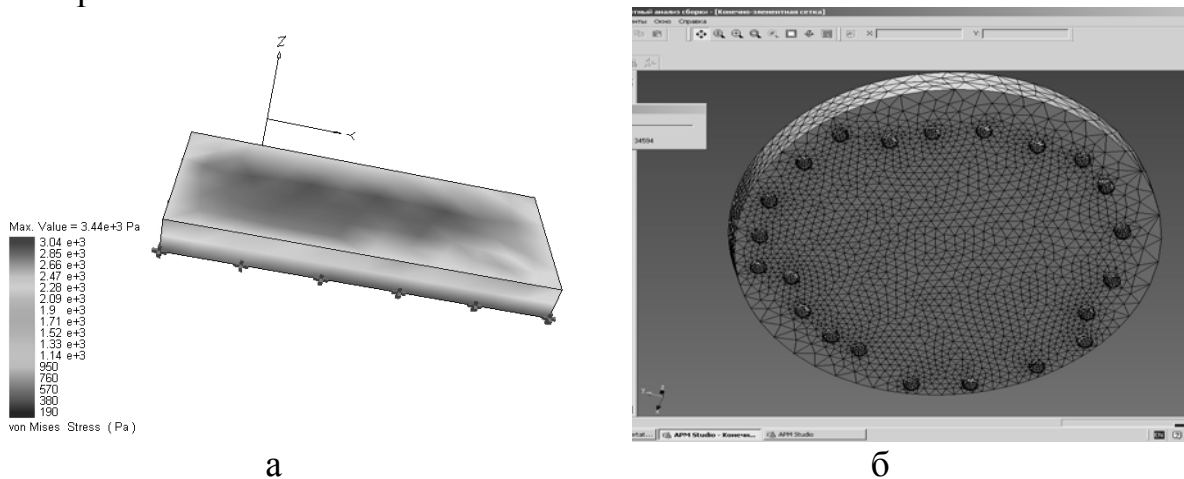


Рисунок 2. Сформовані твердотільні моделі:
а – оброблювана заготовка; б – вигладжувальний інструмент

Таким чином сформовані твердотільні моделі (рис.2,а,б) дають можливість проводити аналіз технологічної системи вигладжувальний інструмент – плоска поверхня.

Проведемо в системі MSC NASTRAN 3D моделювання розподілення напружень на плоскій заготівці блоку гідророзподільвача після процесу алмазного вигладжування (рис. 3).

З підтвердженням адекватності моделювання в системі MSC NASTRAN 3D визначення глибини зміцнення плоскої поверхні заготовки деталі “Блок гідророзподільвача” авторами був проведений експеримент по визначенню глибини зміцнення деталі алмазним вигладжуванням (рис. 4).

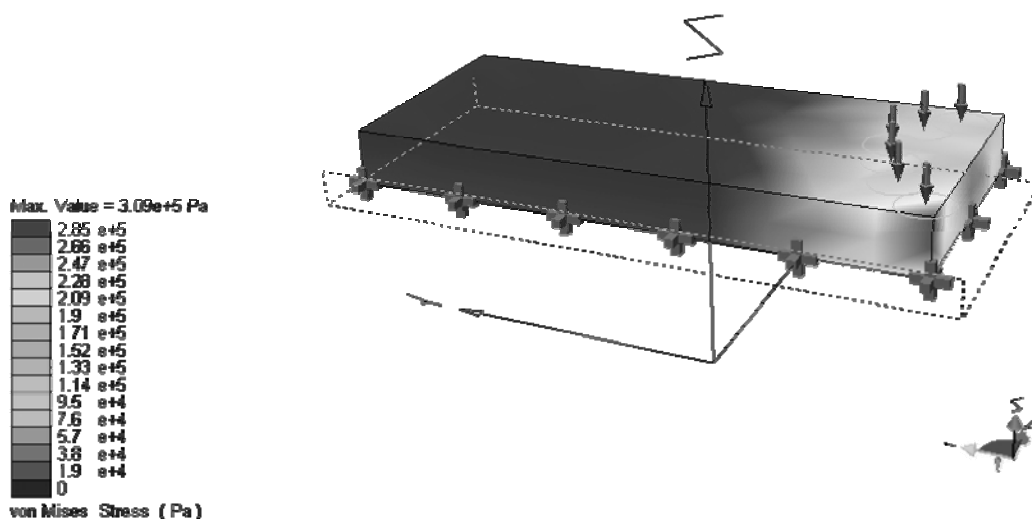


Рисунок 3 – Результати комп’ютерного моделювання процесу вигладжування плоскої поверхні заготовки блока гідророзподілювача вигладжувальним інструментом (N=8) сила вигладжування P=250 Н.

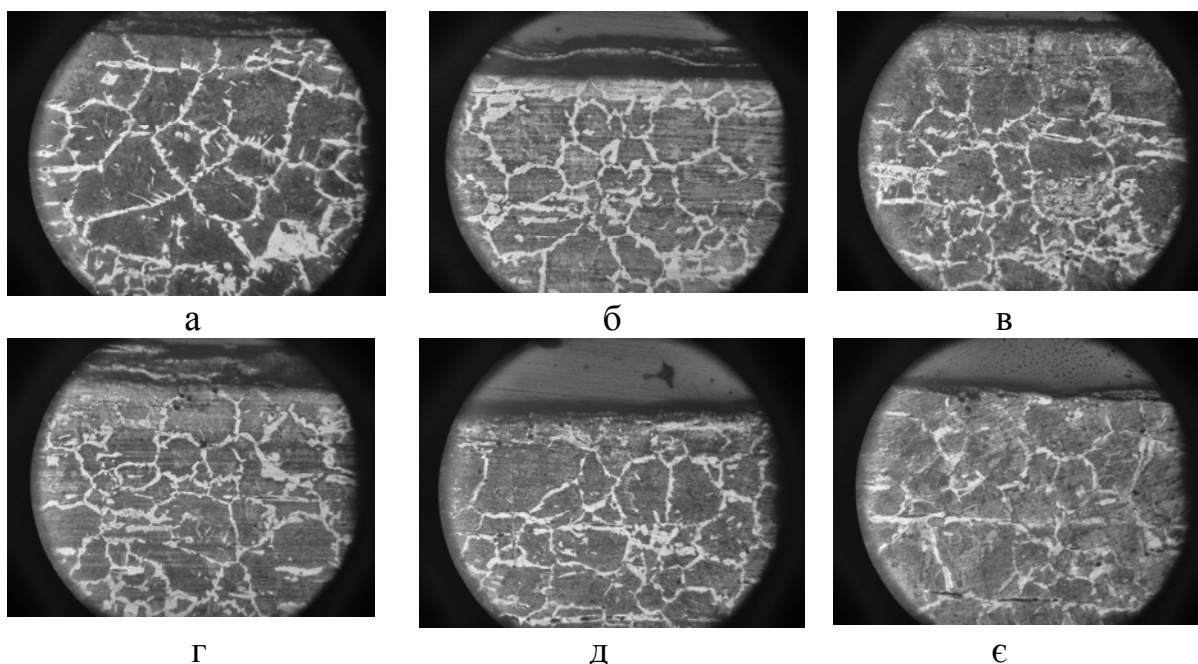


Рисунок 4 – Структура поверхневого шару після алмазного вигладжування при заглибленні індентора на 0,003 мм

а – $n = 250 \text{ об/хв}$, $S = 0,075 \text{ мм/об}$; б – $n = 315 \text{ об/хв}$, $S = 0,05 \text{ мм/об}$
 в – $n = 250 \text{ об/хв}$, $S = 0,05 \text{ мм/об}$; г – $n = 200 \text{ об/хв}$, $S = 0,05 \text{ мм/об}$;
 д – $n = 250 \text{ об/хв}$, $S = 0,15 \text{ мм/об}$; є – $n = 315 \text{ об/хв}$, $S = 0,075 \text{ мм/об}$

Мікроструктура даних зразків змінюється з градієнтом максимум на глибину до 100 мкм. Розглянемо графік розрахункових та експериментальних кривих залежності глибини зміцненого шару від режиму алмазного вигладжування, визначимо похибку теоретичних розрахунків.

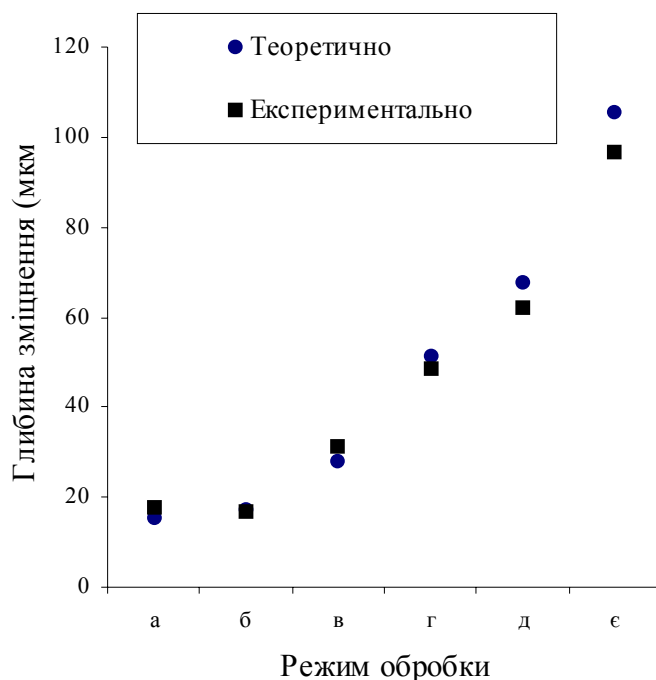


Рисунок 5 – Експериментальні та теоретичні криві, які визначають залежність глибини зміцнення поверхні деталі алмазним вигладжуванням від режимів обробки

Висновки

В статті приведено комп'ютерне моделювання процесу глибини зміцнення плоскої поверхні, заготовки деталі “Блок гідророзподільвача” виробництва ВАТ “Львівський завод фрезерних верстатів”.

Представлено математичну модель зміцнення поверхні алмазним вигладжуванням, сформована математична модель дає можливість визначити глибини та твердості зміцненого шару поверхні після операції алмазного вигладжування. Результати моделювання операції алмазного вигладжування представлені у програмах ANSYS, MSC NASTRAN.

Адекватність моделювання підтверджена результатами експерименту, похибка становить до 7%.

В подальших дослідженнях будуть розглянуті питання пов'язані зі моделюванням температурних полів при алмазному вигладжуванні, створенням прогресивних різальних інструментів, які реалізовуватимуть процес поверхневого пластичного деформування.

Література

1. Афтаназів І.С., Гавриш А.П., Киричок П.О., Мельничук П.П., Попов Є.С., Третько В.В. Підвищення надійності деталей машин поверхневим пластичним деформуванням. – Житомир: ЖДТУ, 2001. – 516 с.
2. Мельничук П.П., Виговський Г.М., Лоєв В.Ю., Сніцар В.Г., Ковальов В.В. Дослідження геометричних характеристик плоских поверхонь після фінішної обробки комбінуванням різання і ППД. //Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві; галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград. 2004. – Вип. 15. – С. 410-416.

УДК 621.9:004.9

Воронцов Б.С.

ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

КОМПЬЮТЕРНОЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЕ ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Computer aided formation of solid – state models of hyperbolar instruments has been investigated. Proposed method makes possible to use advantages both non – differential and differential methods of formation.

Введение

Применение в производстве компьютерных 3D-моделей зубообрабатывающих инструментов имеет большое значение. Эти модели широко используются при автоматизированной разработке управляющих программ для станков с ЧПУ, при изготовлении инструментов по новым технологиям, которые позволяют формировать трехмерные объекты путем постепенного наращивания (добавления) материала, т.е. технологий послойного формирования трехмерных объектов по их компьютерным образам (Rapid Prototyping and Manufacturing), при использовании в качестве эталона для контроля изделий с помощью координатно-измерительных машин.

Этим вопросам уделяется большое внимание. Так, например, в монографии [1] выполнен анализ использования 3-D моделей в объектно-ориентированных системах CAD/CAM, изложены основы теории и методика трехмерного (3D) геометрического моделирования инструментов во взаимосвязи с моделированием процессов формообразования и съема припуска при резании материалов. Большое внимание уделено конструированию металлорежущих инструментов с применением ЭВМ в работе [2]. В работе [3] приведен анализ существующих CAD/CAM/CAE-систем для зубчатых зацеплений и формообразования поверхностей в России и за рубежом.

Стремительное развитие и усовершенствование современной компьютерной техники открывает новые возможности в исследованиях, связанных с формообразованием поверхностей инструментов.

Для внедрения и использования более совершенных технологий изготовления и контроля зубообрабатывающих инструментов необходимы эффективные методы геометрического моделирования сопряженных криволинейных поверхностей, которые позволят сократить время проектирования, обеспечат получение необходимой расчетно-графической информации и возможность создания компьютерных моделей.

Основная часть

В работе рассматриваются две группы методов решения задачи профилирования сопряженной поверхности – дифференциальные и недифференциальные. Дифференциальные считаются классическими методами теории зацеплений. С их помощью можно находить не только формируемую поверхность, но и ее характеристики. Однако находится не фактическая поверхность, формируемая на изделии, а огибающая семейства производящих поверхностей. Эта поверхность может оказаться самопересекающейся поверхностью, или поверхностью, расположенной внутри тела производящего элемента. Поэтому дифференциальные методы дают ненадежные результаты при наличии подрезания и зон вторичного резания.

Недифференциальные методы позволяют найти именно те поверхности, которые формирует инструмент на изделии – обволакивающие, с учетом подрезания и срезов в зонах вторичного резания, находить толщины срезаемых слоев. Алгоритмы, построенные на их основе пригодны для анализа формообразования любыми точками производящего элемента, в том числе особыми, где с точки зрения классической геометрии отсутствует вектор нормали к производящей поверхности или линии.

В качестве недостатка можно отметить то, что результатом вычислений являются координаты точек, лежащих на обволакивающей поверхности, что усложняет анализ полученной поверхности методами теории зацеплений и дальнейшее ее использование в качестве производящей поверхности.

Поэтому возникает задача разработки методик и алгоритмов, обладающих достоинствами как дифференциальных так и недифференциальных методов.

В работе [4] рассматриваются методика и алгоритм моделирования гиперболоидных инструментов с использованием САД-систем недифференциальным методом. В результате моделирования полученная поверхность представляет собой набор «полосок» (при зубошлифовании и зубодолблении) или набор «чешуек» (при зубофрезеровании червячными фрезами). Однако традиционные методы теорий зацеплений и формообразования используются при анализе гладких поверхностей. Поэтому в данной работе для эффективного использования дифференциальных методов анализа и разработки приложений САПР предлагается использовать математический аппарат и алгоритмы компьютерной графики, существующие в современных САД-системах.

Для создания твердотельных компьютерных моделей в современных САД-системах широко используются NURBS кривые, имя которых составлено из первых букв их названия – Non-Uniform Rational B-Spline

(неоднородные рациональные фундаментальные сплайны). Частным случаем NURBS кривых при определенных условиях являются кривые Безье третьего порядка, которые также широко используются в CAD-системах и имеют вид:

$$r = r(\lambda) = (1 - \lambda)^3 r_0 + 3\lambda(1 - \lambda)^2 r_1 + 3\lambda^2(1 - \lambda)r_2 + \lambda^3 r_3,$$

где $0 \leq \lambda \leq 1$ для любого заданного криволинейного сегмента; r_0 и r_3 – радиус-векторы опорных точек; r_1 и r_2 – радиус-векторы управляющих точек.

Эти кривые обладают рядом достоинств. Во-первых, они являются гладкими дважды дифференцируемыми кривыми, что позволяет их анализировать традиционными методами теорий зацеплений и формообразования. Во-вторых, с помощью этих кривых можно с достаточной степенью точности представить исходный контур производящей поверхности, режущую кромку инструмента или любое сечение зуба, причем рабочий участок можно аппроксимировать с минимальным числом опорных точек. Кривая может описать заданное коническое сечение. В-третьих, аппроксимацию можно осуществлять как аналитическими методами, так и интерактивными методами, используя возможности компьютерной графики.

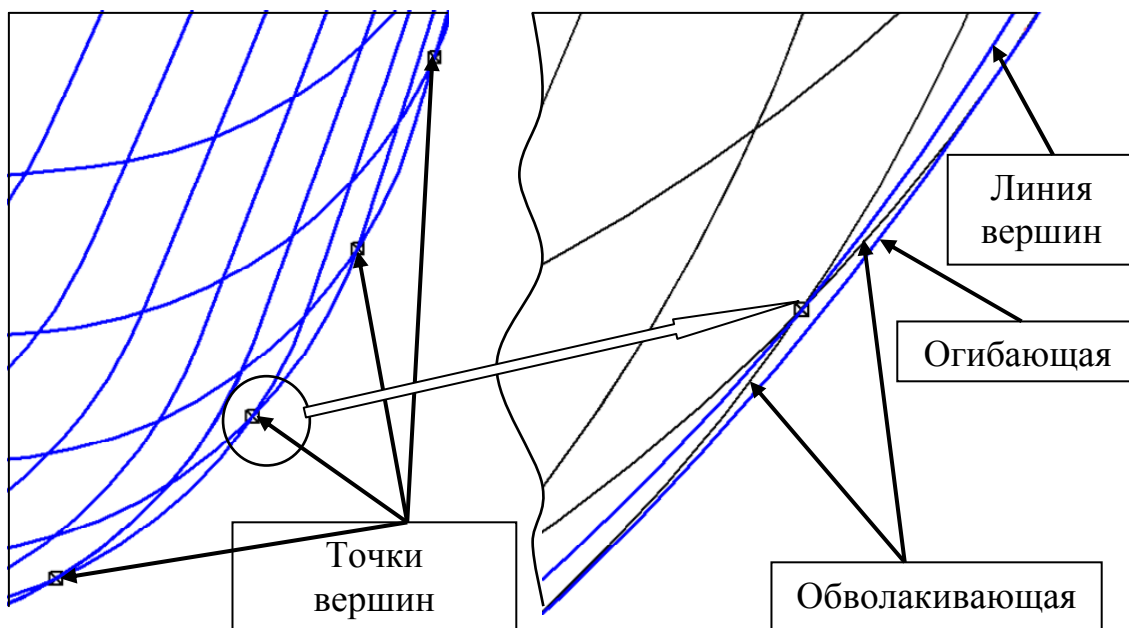


Рисунок 1 – Определение сглаживающей кривой

На рисунке 1 показан процесс формирования огибающей и обволакивающей кривых. Во время формирования впадины зуба, огибаемые режущие кромки инструмента пересекаются в точках вершин обрабатываемой поверхности. Координаты этих точек не сложно получить как аналитическими методами, приравняв уравнения кривых, так и графически, используя систему привязок в среде компьютерной графики.

Кривая, проведенная через точки пересечения, образует линию вершин, т.е. самые возвышенные точки впадины зуба. Кривая, огибающая мгновенные положения режущей кромки инструмента, определяет нижнюю границу впадины. Поэтому целесообразно, чтобы сглаживающая кривая Безье занимала бы промежуточное место, что легко обеспечить как аналитически, так и графически.

Во многих случаях производящие поверхности и поверхности зубьев можно получить движением рассмотренной кривой по заданной траектории. Такие поверхности называют поверхностями движения. Поверхности движения в качестве данных содержат образующую кривую и в том или ином виде направляющую линию. В общем случае направляющей может быть произвольная кривая. Среди всевозможных направляющих в зубчатых зацеплениях широкое применение нашли прямая линия (прямозубые цилиндрические колеса и производящие поверхности), винтовая линия (косозубые и винтовые передачи) и дуги окружности (передачи с круговым зубом). Если направляющей служит отрезок прямой, то в САД-системах такую поверхность называют поверхностью выдавливания, если дуга окружности – то поверхностью вращения. Во всех остальных случаях получают кинематические поверхности. Для создания твердотельных моделей, ограниченных такими поверхностями, в САД-системах имеются специальные операции, поэтому эта задача решается легко.

При создании твердотельных моделей гиперболоидных инструментов эти методы не подходят, так как в каждом нормальном сечении мы имеем различную образующую кривую. Поверхности такого рода, например корпуса судов, фюзеляжи и крылья самолетов часто проектируют с помощью поперечных или продольных сечений, проходящих в заданных местах. Эти сечения соединяются плавными кривыми, в результате чего получается единая трехмерная форма. Раньше это выполнялось в натуральную величину, для чего использовались плазы. По традиции процесс построения поверхности по ее сечениям называется плазированием, а поверхности, построенные таким способом – сплайновыми поверхностями. Частным случаем таких поверхностей являются поверхности Безье, которые можно обобщить так, чтобы они могли описать требуемую часть поверхности второго порядка – эллипсоида, гиперболоида, параболоида или их частных случаев.

На рисунке 2 показан процесс формообразования твердотельной модели впадины зуба гиперболоидного инструмента по сечениям. Сначала модель заготовки инструмента рассекается параллельными плоскостями с заданным шагом. В каждом сечении по изложенной методике строится сглаживающая кривая Безье впадины зуба и создается модель по сечениям.

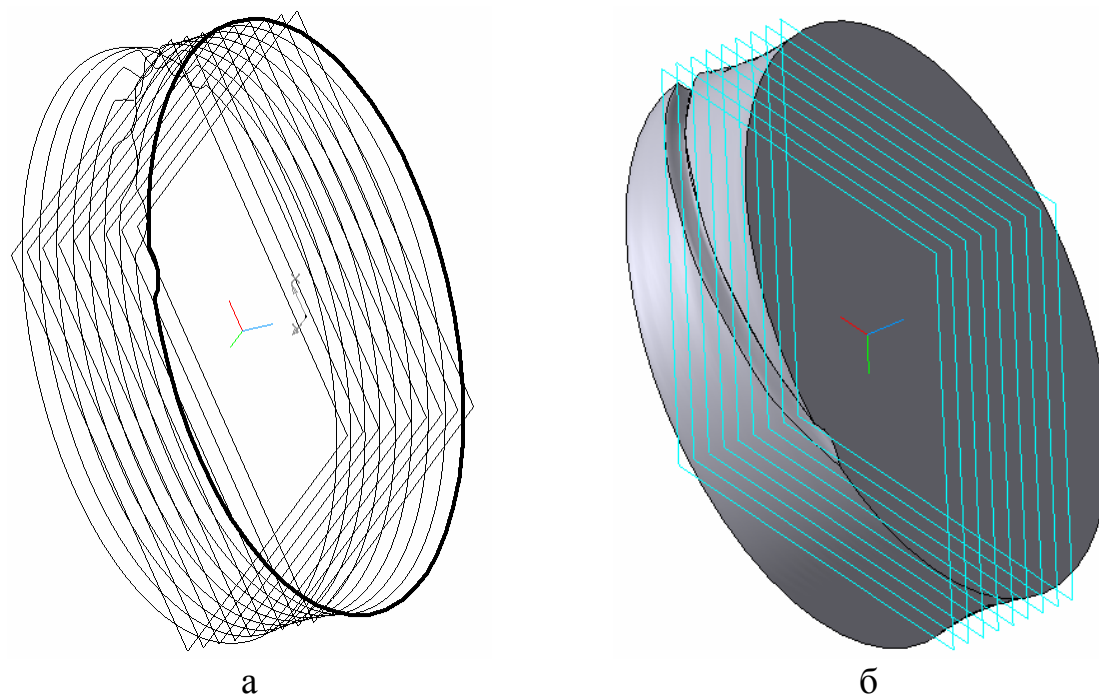


Рисунок 2 – Построение впадины зуба по сечениям:
а – построение сглаживающей кривой впадины зуба в каждом сечении;
б – формообразование впадины зуба модели по сечениям

Выводы

Предложенная в работе методика формообразования твердотельных моделей гиперboloидных инструментов учитывает достоинства как дифференциальных так и недифференциальных методов. Полученные модели можно исследовать традиционными методами теорий зацеплений и формообразования, с помощью существующих САЕ-систем, а также использовать при изготовлении и контроле гиперboloидных инструментов.

Литература

- 1 3-D моделирование инструментов, формообразования и съема припуска при обработке резанием / Грабченко А.И., Кондусова Е.Б., Кривошея А.В., Равская Н.С., Родин П.Р.-Харьков: НТУ «ХПИ», 2001.-304 с.
- 2 Лашнев С.И., Юликов М.И. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1975. – 392 с.
- 3 Бабичев Д.Т. Развитие теории зацеплений и формообразования поверхностей на основе новых геометро-кинематических представлений : Дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.18 : Тюмень, 2005.- 421 с.
- 4 Воронцов Б.С., Витренко В.А., Бочарова И.А., Кириченко И.А. Моделирование гиперboloидных инструментов с использованием САД-систем. //Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск: ДГМА, 2005, вып. № 17. – С. 318-323.

УДК 656.13

Григорова Т.М., Усов А.В.
ОНПУ, г. Одесса, Украина

ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАРШРУТИЗИРОВАННЫХ ПАССАЖИРОПОТОКОВ В КРУПНЫХ ГОРОДАХ

The theoretic-probabilistic model of optimization of duration of time domains between transport vehicles, locomotive on every route is considered. A design purpose is minimization of total transport charges on transportations and losses of passengers time. At the Poisson's streams of passengers and transport a criterion by the type of the protuberant differentiated function is accepted. An example is resulted for two routes.

Введение

Основной способ транспортировки пассажиров в пределах больших городов Украины – маршрутизированный транспорт. В последнее время увеличивается количество маршрутов и интенсивность движения транспорта, что способствует лучшему обслуживанию пассажиров. Однако увеличение интенсивности работы транспорта приводит к ухудшению экологической обстановки, повышает опасность перегрузки дорог, а увеличение количества маршрутов приводит к излишней конкуренции между водителями за пассажиров, что снижает безопасность движения.

Улучшение качества обслуживания, при перевозке пассажиров – одна из самых важных услуг, оказываемых транспортом. Одним из важных параметров качества обслуживания пассажиров является потеря пассажирочаса – это количество денег, которое пассажир готов отдать, чтобы сэкономить единицу времени. К настоящему времени существует три основных подхода к определению пассажирочаса [1]. При этом авторы исходят из:

- национального дохода или чистой продукции, созданных за один человеко-час;
- среднечасовой заработок;
- субъективной оценки пассажиром своего времени.

В данной статье рассмотрена Т-В модель, позволяющая исследовать оптимальные интервалы движения транспорта по одному маршруту с учетом затрат времени пассажиров. Причем при моделировании учтено, что большинство пассажиропотоков могут быть перевезены с помощью транспортных средств конкурирующих маршрутов. С увеличением интервала движения транспортных средств по данному маршруту возрастают затраты времени пассажиров, но сокращаются транспортные расходы и наоборот, при снижении интервала движения сокращаются затраты времени пассажиров, но увеличиваются расходы транспорта.

Целью моделирования является компромисс между социально-

экономической значимостью пассажирских перевозок и расходами пассажирского транспорта.

Постановка задачи

Для того, чтобы грамотно организовать работу пассажирского транспорта, необходимо иметь информацию о пассажирских потоках, т.е. потребности пассажиров в перевозке с одного установочного пункта на другой.

Для решения задачи определения продолжительности временных интервалов между транспортными средствами на каждом маршруте требуется следующая информация:

- набор остановочных пунктов, по которым движутся транспортные средства и перемещаются пассажиры;
- для каждого маршрута должно быть определено, между какими остановочными пунктами он может перевести пассажиров;
- потребность пассажиров в перевозке с каждой остановки на другую (количество пассажиров, поступающих на каждый остановочный пункт, чтобы переместиться на другой установочный пункт, чтобы переместиться на другой остановочный пункт в единицу времени);
- средняя стоимость единицы времени, потерянной пассажиром на остановочном пункте в ожидании транспорта;
- себестоимость одного рейса транспортного средства на каждом маршруте.

Используя данную информацию, построим математическую модель оптимизации интервалов движения городского пассажирского транспорта.

Для того, чтобы перейти к математической постановке задачи, необходимо описать переменные и параметры, входящие в модель. Определить область их существования, чтобы задача была корректной и разрешимой. Основная модель, используемая для описания транспортных и пассажирских потоков [3] – Пуассоновский поток.

N – количество остановочных пунктов, по которым движутся транспортные средства и перемещаются пассажиры ($N \geq 2$).

K – количество маршрутов, по которым передвигаются транспортные средства ($K \geq 1$).

α_k – себестоимость одного рейса транспортного средства на k -м маршруте ($k = 1, K$).

$A_{i,j}^k$ – принимает значение 1, если k -му маршруту можно переехать с i -го остановочного пункта на J -й, иначе принимает значение 0 ($i, j = \overline{1, N}, k = \overline{1, K}$)

μ_k – переменная, описывающая интенсивность пуассоновского потока транспортных средств, движущихся по маршруту в единицу

времени ($k = \overline{1, K}$).

$\lambda_{i,j}$ – интенсивность пуассоновского потока пассажиров, поступающих на i -й остановочный пункт с желанием переехать на маршрутном транспортном средстве на остановочный j -й пункт в единицу времени поступления ($\lambda_{i,j} \geq 0, \lambda_{i,i} = 0, i, j = \overline{1, N}$)/

γ – стоимость единицы времени (пассажирочаса), потерянной пассажиром в ожидании транспорта на остановочном пункте.

Для того, чтобы обеспечить потребность каждого пассажира в перевозке, должны существовать маршруты, способные перевести пассажира между его начальным и конечным остановочными пунктами.

т.е. если $\lambda_{i,j} > 0$ то $\sum_{k=1}^K A_{i,j}^k > 0, i, j = \overline{1, N}$

Математическая постановка задачи

Очевидно, что интенсивность потоков транспортных средств, движущихся по каждому маршруту не отрицательна:

$$\mu_k \geq 0, k = \overline{1, K} \quad (1)$$

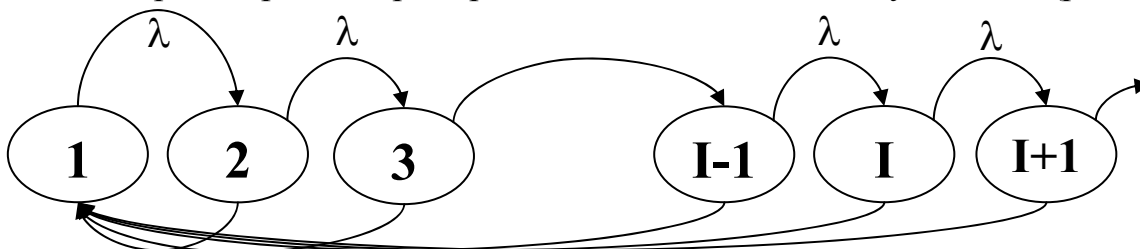
Затраты городского пассажирского транспорта на перевозку составят:

$$\sum_{k=1}^K \alpha_k \mu_k \quad (2)$$

Подсчитаем общую интенсивность потока транспорта, поступающего на i -й остановочный пункт для перевозки на j -й остановочный пункт:

$$M_{i,j} = \sum_{k=1}^K A_{i,j}^k \mu_k, i, j = \overline{1, N} \quad (3)$$

Выведем формулу среднего времени, теряемого одним пассажиром в ожидании транспорта, на примере системы массового обслуживания (рис. 1).



μ

Рисунок 1 – Процесс убыли увеличения

В данном случае λ - суммарная интенсивность потоков пассажиров, а μ – интенсивность потока транспорта. P_l - вероятность, что на остановочном пункте находится l пассажиров ($l = \overline{0, \infty}$). Система уравнений, описывающих равновесие при поиске P_l имеет вид [5]

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda p_{l-1} = (\lambda + \mu) p_l, l = \overline{1, \infty} \\ \mu \sum_{l=1}^{\infty} p_l = \lambda p_0 \\ \sum_{l=0}^{\infty} p_l = 1 \end{array} \right. \quad (4)$$

Решением данной системы является:

$$p_l = \left(\frac{\lambda}{\lambda + \mu} \right)^l p_0 = \frac{\mu \lambda^l}{(\lambda + \mu)^{l+1}}, l = \overline{0, \infty} \quad (5)$$

Среднее количество пассажиров на остановочном пункте:

$$\frac{\lambda}{\mu} \quad (6)$$

Таким образом, воспользовавшись (3,6), получим среднее количество пассажиров, ожидающих транспорта на i -м остановочном пункте для переезда на j -й:

$$\frac{\lambda_{i,j}}{M_{i,j}} = \frac{\lambda_{i,j}}{\sum_{k=1}^K A_{i,j}^k \mu_k}, i, j = \overline{1, N}$$

Тогда средние затраты пассажиров ожидающих транспорта на i -ом остановочном пункте для переезда на j -й в единицу времени:

$$Z_{cp} = \frac{\gamma \lambda_{i,j}}{\sum_{k=1}^K A_{i,j}^k \mu_k}, i, j = \overline{1, N} \quad (7)$$

Целевой функцией в данной задаче являются суммарные затраты транспорта на передвижение транспортных средств по маршрутам в единицу времени (2) и потери времени пассажиров в ожидании (7):

$$H(\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_K) = \sum_{i,j=1}^N \frac{\gamma \lambda_{i,j}}{\sum_{k=1}^K A_{i,j}^k \mu_k} + \sum_{k=1}^K \alpha_k \mu_k \rightarrow \min \quad (8)$$

Пусть μ^* – решение задачи (1-8). Тогда расходы транспорта и пассажиров совпадают в этой точке.

По необходимому условию экстремума производные от целевой функции по каждому направлению равны нулю:

$$-\sum_{i,j=1}^N \frac{A_{i,j}^k \gamma \lambda_{i,j}}{\left(\sum_{l=1}^K A_{i,j}^l \mu_l^*\right)^2} + \alpha_k = 0, k = \overline{1, K} \quad (9)$$

Выразив α_k из (9), подставим в (2) и получим необходимый результат:

$$\sum_{k=1}^K \sum_{i,j=1}^N \frac{A_{i,j}^k \gamma \lambda_{i,j}}{\left(\sum_{l=1}^K A_{i,j}^l \mu_l^*\right)^2} \mu_k^* = \sum_{i,j=1}^N \frac{\gamma \lambda_{i,j} \sum_{k=1}^K A_{i,j}^k \mu_k^*}{\left(\sum_{l=1}^K A_{i,j}^l \mu_l^*\right)^2} = \sum_{i,j=1}^N \frac{\gamma \lambda_{i,j}}{\sum_{l=1}^K A_{i,j}^l \mu_l^*} \quad (10)$$

Покажем, что целевая функция (9) выпукла вниз на всей области существования. Для этого посмотрим квадратичную форму, составленную из вторых производных.

$$\sum_{i,j=1}^N \left[\frac{2\gamma \lambda_{i,j} \left(\sum_{m=1}^K \sum_{k=1}^K A_{i,j}^k A_{i,j}^m \Delta \mu_k \Delta \mu_m \right)}{\left(\sum_{k=1}^K A_{i,j}^k \mu_k \right)^3} \right] \quad (11)$$

Квадратичная форма положительно определена, т.к. содержит только положительные коэффициенты.

Квадратичная форма (11) положительно определена на всей допустимой области, следовательно, необходимое условие экстремума (равенство градиента целевой функции нулю) является и достаточным для глобального экстремума. Для поиска решения данной задачи разработано множество алгоритмов [5]: метод покоординатного спуска, метод Ньютона и т.д. Выпуклость критерия (8) и дифференцируемость на всей допустимой области позволяют решать задачи высокой размерности.

Численный пример для двух маршрутов

Опишем пассажиропотоки с помощью следующих обозначений:

λ_1 – интенсивность потока пассажиров, перевозимых транспортными средствами только первого маршрута.

λ_2 – интенсивность потока пассажиров, перевозимых транспортными средствами только второго маршрута.

λ_0 – интенсивность потока пассажиров, перевозимых транспортными средствами первого и второго маршрутов.

Исходя из того, что потоки транспортных средств пуассоновские, но зависящие друг от друга и от потоков пассажиров, то доля пассажиропотока, перевозимого каждым маршрутом, пропорциональна его интенсивности движения. Поэтому средние потери времени пассажиров в единицу времени на первом маршруте:

$$\frac{\lambda_1}{\mu_1} + \sum_{i=1}^N \frac{\lambda_0}{\mu_1 + \mu_2}$$

На втором маршруте:

$$\frac{\lambda_2}{\mu_2} + \sum_{i=1}^N \frac{\lambda_0}{\mu_1 + \mu_2}$$

Рассчитываем оптимальные интервалы движения транспорта при условии:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \tag{12}$$

Целевая функция состоит из затрат пассажиров и транспорта:

$$H(\mu_1, \mu_2) = \gamma \left(\frac{\lambda_1}{\mu_1} + \frac{\lambda_2}{\mu_2} + \frac{\lambda_0}{\mu_1 + \mu_2} \right) + \alpha \mu_1 + \alpha \mu_2 \rightarrow \min_{\mu} \tag{13}$$

Т.к. квадратичная форма, составленная из вторых производных, отрицательно определена на всей области определения, то достаточным условием экстремума является равенство производных по каждой переменной нулю в точке оптимума:

$$\begin{cases} \gamma \left(-\frac{\lambda_1}{\mu_1^2} - \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^2} \right) + \alpha = 0 \\ \gamma \left(-\frac{\lambda_2}{\mu_2^2} - \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^2} \right) + \alpha = 0 \end{cases} \tag{14}$$

Решив систему (14), получим оптимальную точку:

$$\mu_1^* = \frac{\gamma\lambda_1(\lambda_1 + \lambda_2 + 2\sqrt{\lambda_2\lambda_1} + \lambda_0)}{\alpha(\lambda_1 + \lambda_2 + 2\sqrt{\lambda_2\lambda_1})} \quad (15)$$

$$\mu_2^* = \frac{\gamma\lambda_2(\lambda_1 + \lambda_2 + 2\sqrt{\lambda_2\lambda_1} + \lambda_0)}{\alpha(\lambda_1 + \lambda_2 + 2\sqrt{\lambda_2\lambda_1})} \quad (16)$$

При нарушении условий (11) не удается получить оптимальные интервалы движения в аналитической форме. Необходимо численно решать задачу оптимизации. Для чего воспользуемся методом Ньютона [4]:

$$h_1(\mu_1, \mu_2) = \frac{\partial H(\mu_1, \mu_2)}{\partial \mu_1} = \gamma \left(-\frac{\lambda_1}{\mu_1^2} - \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^2} \right) + \alpha_1 \quad (17)$$

$$h_2(\mu_1, \mu_2) = \frac{\partial H(\mu_1, \mu_2)}{\partial \mu_2} = \gamma \left(-\frac{\lambda_2}{\mu_2^2} - \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^2} \right) + \alpha_2 \quad (18)$$

$$h_{1,1}(\mu_1, \mu_2) = \frac{\partial^2 H(\mu_1, \mu_2)}{\partial \mu_1 \partial \mu_1} = 2\gamma \left(\frac{\lambda_1}{\mu_1^3} - \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^3} \right) \quad (19)$$

$$h_{2,2}(\mu_1, \mu_2) = \frac{\partial^2 H(\mu_1, \mu_2)}{\partial \mu_2 \partial \mu_2} = 2\gamma \left(\frac{\lambda_2}{\mu_2^3} - \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^3} \right) \quad (20)$$

$$h_{1,2}(\mu_1, \mu_2) = \frac{\partial^2 H(\mu_1, \mu_2)}{\partial \mu_1 \partial \mu_2} = 2\gamma \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^3} \quad (21)$$

Определитель матрицы составленной из вторых производных имеет вид:

$$D(\mu) = 4\gamma^2 \left(\left(\frac{\lambda_2}{\mu_2^3} + \frac{\lambda_1}{\mu_1^3} \right) \frac{\lambda_0}{(\mu_1 + \mu_2)^3} + \frac{\lambda_2\lambda_1}{\mu_2^3\mu_1^3} \right) \quad (22)$$

Запишем итерационный алгоритм Ньютона по k :

$$\mu_1^{k+1} = \mu_1^k \frac{h_1(\mu_1^k, \mu_2^k) \times h_{2,2}(\mu_1^k, \mu_2^k) - h_2(\mu_1^k, \mu_2^k) \times h_{1,2}(\mu_1^k, \mu_2^k)}{D(\mu_1^k, \mu_2^k)} \quad (23)$$

$$\mu_2^{k+1} = \mu_2^k \frac{h_2(\mu_1^k, \mu_2^k) \times h_{1,1}(\mu_1^k, \mu_2^k) - h_1(\mu_1^k, \mu_2^k) \times h_{1,2}(\mu_1^k, \mu_2^k)}{D(\mu_1^k, \mu_2^k)} \quad (24)$$

Рассмотрим задачу при следующих исходных данных. Общий поток пассажиров, перевозимый двумя маршрутами, составляет $\lambda_0 = 300$ человек в час. Поток пассажиров, перевозимых первым маршрутом, $\lambda_1 = 200$, а вторым – $\lambda_2 = 100$. Стоимость проезда по одному маршруту составляет $\alpha_1 = 2\text{грн}$ и $\alpha_2 = 1\text{грн}$ соответственно. Потери пассажирочаса составляют $\gamma = 6\text{грн/час}$.

На рис.2 представлена целевая функция на плоскости двух переменных.

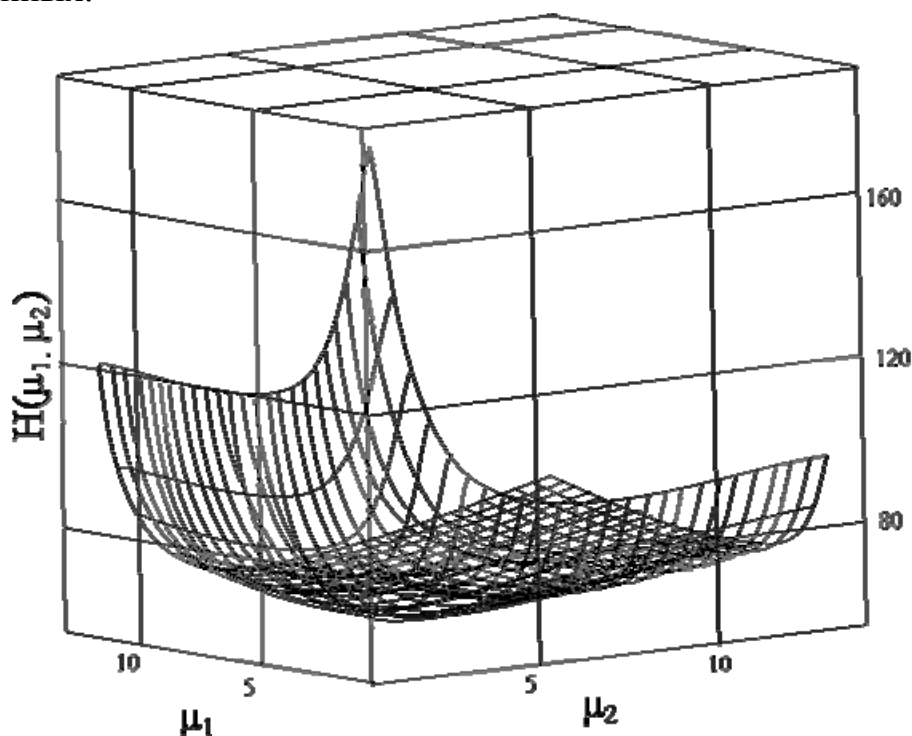


Рисунок 2 – Суммарные затраты транспорта и пассажиров

Рассмотрим результаты, полученные с помощью итераций метода Ньютона, рассчитанные по (14-21).

Таблица 1 – Реализация метода Ньютона.

| k | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| μ_1 | 1 | 1,4730 | 2,1232 | 2,9264 | 3,7128 | 4,1871 | 4,2982 | 4,3028 | 4,30028 |
| μ_2 | 1 | 1,4710 | 2,1141 | 2,8972 | 3,6404 | 4,0610 | 4,1484 | 4,1514 | 4,1514 |

В этих условиях оптимальные затраты транспорта составляют ~21,21грн.в час при интенсивностях движения $\mu_1 \sim 4,302$ и $\mu_2 \sim 4,151$. Среднее количество перевозимых пассажиров 50 для первого маршрута и 39 для второго за рейс. При стоимости проезда в 2 грн, прибыльность первого маршрута 100, а второго 39грн. за рейс.

Заключение

Основным достоинством данной модели является возможность одновременно определять оптимальный режим работы транспорта на большом количестве маршрутов с учетом потерь пассажиров при ожидании на остановочных пунктах. Что позволит эффективно управлять транспортными потоками в мегаполисе...

Недостатком является то, что не учитывается ограничение на пассажировместимость транспортных средств. Но на практике пассажирский транспорт обычно перегружается лишь в часы пик. Для того, чтобы компенсировать перегрузку транспорта в часы пик стоимость пассажирочаса в это время в 1.5-2 раза выше, чем в обычное время.

Поэтому построенная модель может быть эффективно использована при планировании работы городского маршрутизированного транспорта, учитывая социально-экономический эффект для пассажиров, и меняющиеся в течение суток пассажиропотоки.

Литература

- 1 Аррак А.О. Социально-экономическая эффективность пассажирских перевозок. Таллинн: Ээсти раамат, 1982.
- 2 Пчелицев О.С. Экономическая оценка времени населения и ее использование при определении требований к развитию транспортной инфраструктуры, в кн. Развитие системы пассажирских сообщений. М.: Наука, 1980.
- 3 Лигум Ю.С. Автоматизированные системы управления технологическими процессами пассажирского автомобильного транспорта. К.: Тэхника, 1989.
- 4 Базара М. Шетти К. Нелинейное программирование. Теория и алгоритмы. М.: Мир, 1982.
- 5 Григоров М.А, Дашенко А.Ф, Усов А.В. Проблемы моделирования и управления движением транспортных потоков в крупных городах. Одесса,: Астропринт, 2004.-272 с.

УДК 621.9

Смирнова М.А., Матвиенко А.В., Ивченко Т.Г.

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГАРМОНИЧЕСКОГО СОСТАВА СИГНАЛОВ ПРИ АНАЛИЗЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

The method of determination of instantaneous values of signal with any harmonic composition based on decomposition in the row of Fur'e is presented. Using the indicated method the estimation of harmonic composition and no sinusoidal coefficient for signal at measuring of the cutting process parameters is executed.

Современные условия механообработки, обусловленные тенденциями роста производительности за счет совершенствования оборудования, оснастки и инструмента, существенно интенсифицируют процесс резания и повышают актуальность задач по исследованию его параметров.

В настоящее время все большее распространение получает математическое моделирование закономерностей функционирования системы резания [1, 2], в связи с чем возникает необходимость совершенствования как экспериментальных, так и теоретических методов их исследования. Использование в современных системах механообработки измерительных комплексов с аналогово-цифровыми преобразователями существенно расширяет возможности исследований параметров процесса резания. Математический аппарат анализа сигналов весьма обширен и широко применяется на практике. Однако, в известных методиках обработки сигналов, возникающих при измерении сил и температур резания, недостаточное внимание уделяется анализу их гармонического состава [3].

В то же время, исследования состава высших гармонических в токах и напряжениях широко распространены в электроэнергетических системах с целью оценки эффективности применения фильтровых защитных устройств. В работах [4, 5] предлагается способ определения гармонического состава фазных токов и напряжений в электрических системах. Практический интерес представляет расширение области применения указанной методики для любых электромеханических систем, в частности, для исследования параметров процесса резания в механообработке.

Целью работы является анализ возможностей применения методики определения гармонического состава токов и напряжений для исследования и математического описания сигналов, полученных с помощью натуральных осциллограмм при измерении параметров процесса резания.

Основные параметры процесса резания, исследуемые в предлагаемой работе - силы P и температуры T резания, представляемые в виде осциллограмм, полученных при измерениях на токарном станке с ЧПУ 16K20Ф3 с помощью следующей аппаратуры: аналогово-цифровой преобразователь модели ADC-16 (PicoLog Ltd. Company); тензометрический усилитель ТА-5; искусственная термopара; тензометрические датчики типа НМТ-450- 5-100А: базовая длина 5мм, диапазон измеряемых деформаций (+-) 2000мкм/м4 диапазон рабочих температур 20°-450°С. Осциллограммы, используемые в качестве исходных данных для исследования гармонического состава сигналов, на которых зарегистрированы мгновенные значения напряжений, возникающих при измерении силы резания P и температуры резания T , представлены на рис.1 (1mV на осциллограмме соответствует 100Н силы резания и 50°С температуры). Осциллограммы получены для следующих условий обработки: обрабатываемый материал - сталь 45; инструментальный материал Т15К6; диаметр обработки $d = 35$ мм; режимы обработки: глубина резания $t = 1$ мм; подача $s = 0,1$ мм/об; скорость резания $v = 70$ м/мин, частота вращения $n = 100$ с⁻¹.

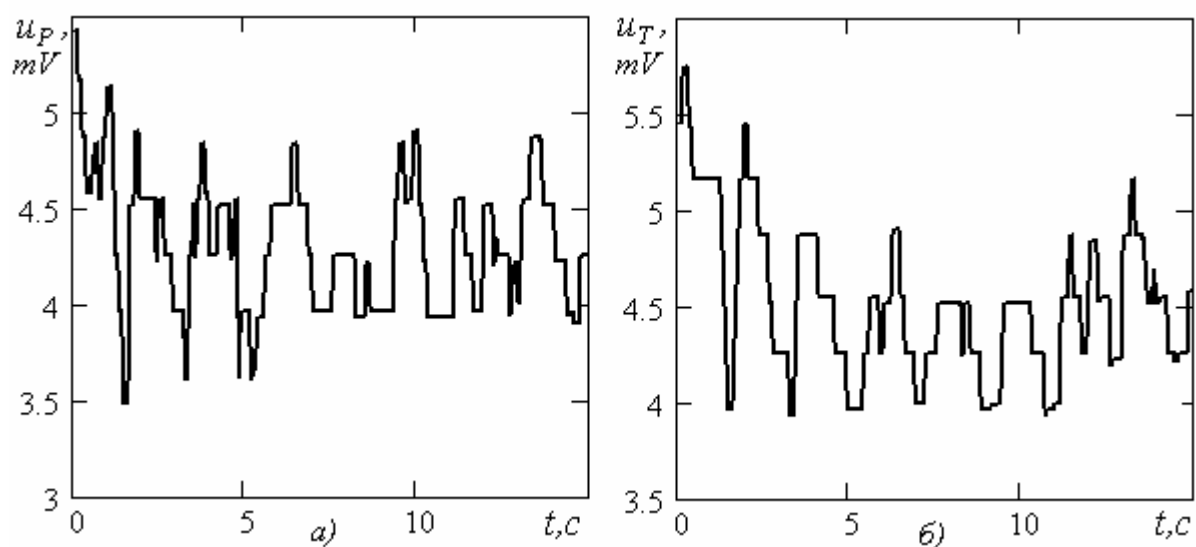


Рисунок 1 – Исходные осциллограммы силы P - а) и температуры резания T - б)

В данной работе выполняется разложение напряжений, возникающих при измерении параметров процесса резания и имеющих несинусоидальный характер, на гармонические составляющие, а также определение коэффициентов несинусоидальности, позволяющих оценить степень влияния отдельных гармонических на результирующий сигнал.

Известно, что несинусоидальная периодическая функция может быть представлена в виде составляющих ряда Фурье. Анализ осциллограмм сил и температур, возникающих в процессе резания, позволяет выявить периодический характер изменения этих сил и применить методику [4, 5].

На выбранном интервале времени исходная величина сигнала (ток, напряжение) представляется в виде ряда Фурье:

$$i(t) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} I_{mk} \cos(k\omega t - \varphi_k) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} B_k \sin k\omega t + \sum_{k=1}^{\infty} C_k \cos k\omega t, \quad (1)$$

где A_0 - постоянная составляющая, определяемая как среднее значение n дискретно выделенных величин на интервале:

$$A_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} i(t) dt \approx \frac{1}{n} \sum_{s=1}^n i_s(t); \quad (2)$$

I_{mk}, φ_k - амплитудное значение и начальная фаза тока (напряжения) k -й гармоники;

$$B_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} i(t) \sin(k\omega t) dt \approx \frac{2}{n} i\left(s \frac{T}{n}\right) \sin\left(ks \frac{T}{n}\right); \quad (3)$$

$$C_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} i(t) \cos(k\omega t) dt \approx \frac{2}{n} i\left(s \frac{T}{n}\right) \cos\left(ks \frac{T}{n}\right).$$

Здесь период T делится на n равных интервалов и в каждой точке деления вычисляются ординаты $i(sT/ns)$, полагая $s = 1, 2, 3, \dots, n$. Зная B_k и C_k , можем найти амплитуду и начальную фазу k -й гармоники:

$$I_{mk} = \sqrt{B_k^2 + C_k^2}; \quad \varphi_k = \arctg(B_k / C_k). \quad (4)$$

Далее представляется возможным сформировать выражения для мгновенных комплексных значений периодических составляющих токов (напряжений) для каждой гармоники:

$$\underline{imgn}_{k_s} = I_{mk} (\cos(k\omega t_s - \varphi_k) + j \sin(k\omega t_s - \varphi_k)); \quad (5)$$

В результате можно найти значение коэффициента несинусоидальности $K_{НС}$ [5]:

$$K_{НС} = 100 I_k / I_{НОМ}; \quad (7)$$

где I_k - действующее значение тока (напряжения) k -й гармоники; $I_{НОМ}$ - действующее значение тока (напряжения):

$$I_k = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{s=1}^n \left(\operatorname{Re}(\underline{imgn}_{k_s}) \right)^2}; \quad I_{НОМ} = \sqrt{\sum_{s=1}^n i_s(t)^2 / n}.$$

Адекватность предложенного метода оценивается по степени совпадения исходной кривой сигнала с результирующей кривой, полученной по сумме гармонических составляющих.

По предложенному алгоритму разработана программа, позволяющая разложить исходную кривую тока (напряжения) в ряд Фурье с различным количеством гармоник и рассчитать коэффициент несинусоидальности, оценивающий степень влияния отдельных гармонических на результирующий сигнал.

Нижче приводиться пример расчета мгновенных значений напряжений для каждой гармоники, постоянной составляющей, а также коэффициентов несинусоидальности по заданным исходным кривым напряжения при измерении силы резания P и температуры резания T (см. рис. 1).

Предварительный анализ позволяет выделить участки осциллограмм в начальный период времени (≈ 5 с), на которых амплитуда выше, чем на последующих. Поэтому сначала рассматривается период t_1 от 0 до 5с. Этот интервал разбивается на 500 точек, на нем по выражению (2) выделяется постоянная составляющая для силы резания $A_{OP1} = 4,45mV$, для температуры резания $A_{OT1} = 4,77mV$. Затем рассматривается период t_2 от 5 до 10с, который также разбивается на 500 точек, на нем выделяется постоянная составляющая $A_{OP2} = 4,28 mV$, $A_{OT2} = 4,28 mV$.

Для анализа степени влияния отдельных гармонических на результирующий сигнал при измерении сил резания по формуле (7) рассчитаны коэффициенты несинусоидальности $K_{НР1}$ и для $K_{НР2}$ для 50 гармоник, представленные на рис.2.

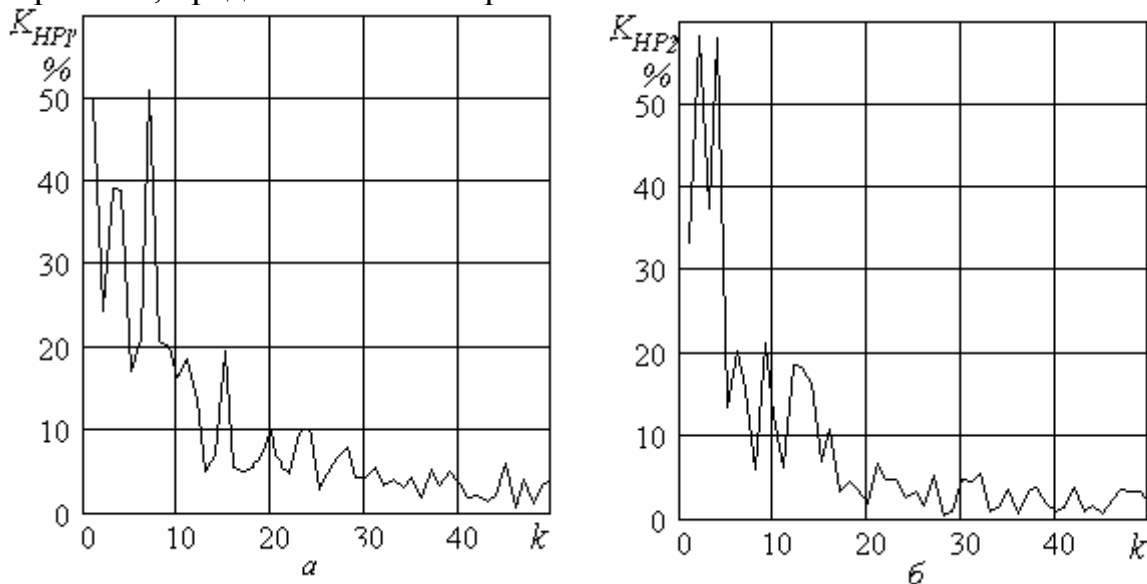


Рисунок 2 – Коэффициенты несинусоидальности $K_{НР}$ для различных гармоник при измерении сил резания в период t_1 от 0 до 5с – а); в период t_2 от 5 до 10с – б)

График изменения коэффициента несинусоидальности для различных гармоник свидетельствует о том, что для гармоник выше 16, его значение не превышает 10%, то есть степень влияния этих гармоник на результирующий сигнал незначительна.

Результаты расчета результирующего напряжения $u_{P\Sigma}$, а также исходные значения напряжений u_P и постоянная составляющая A_{OP} представлены на рис. 3.

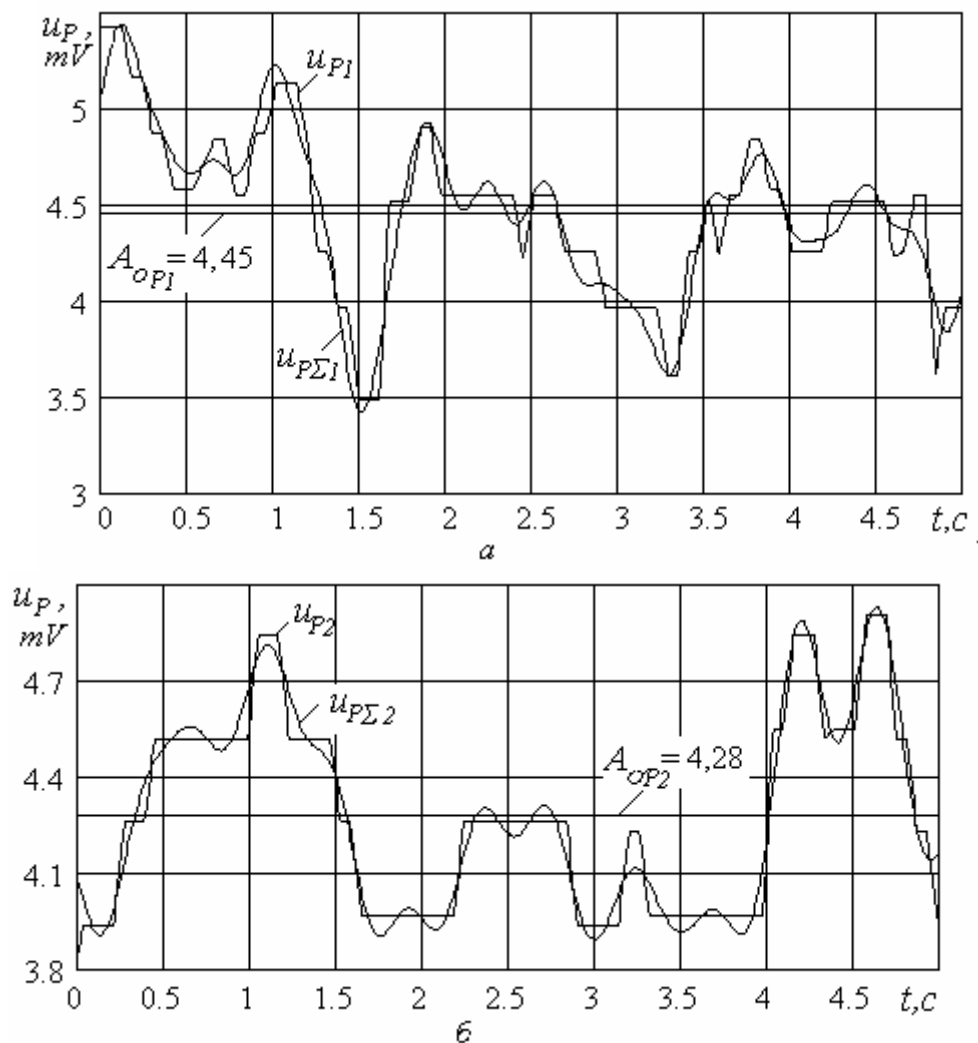


Рисунок 3 – Графики исходного напряжения u_P при измерении сил резания и расчетного результирующего напряжения $u_{P\Sigma}$ в период t_1 от 0 до 5с – а); в период t_2 от 5 до 10с – б)

Сравнение напряжений исходной осциллограммы u_P , полученных при измерении сил резания с результатами суммирования мгновенных значений напряжений $u_{\Sigma P}$, представленных на рис.3, свидетельствует о достаточно хорошем совпадении (погрешность не превышает 10%), что подтверждает адекватность расчетов и эксперимента и возможность использования предложенной методики расчета на практике.

Для анализа степени влияния отдельных гармонических на результирующий сигнал при измерении температур резания по формуле (7) рассчитаны коэффициенты несинусоидальности K_{HT1} и для K_{HT2} для 50 гармоник, представленные на рис.4.

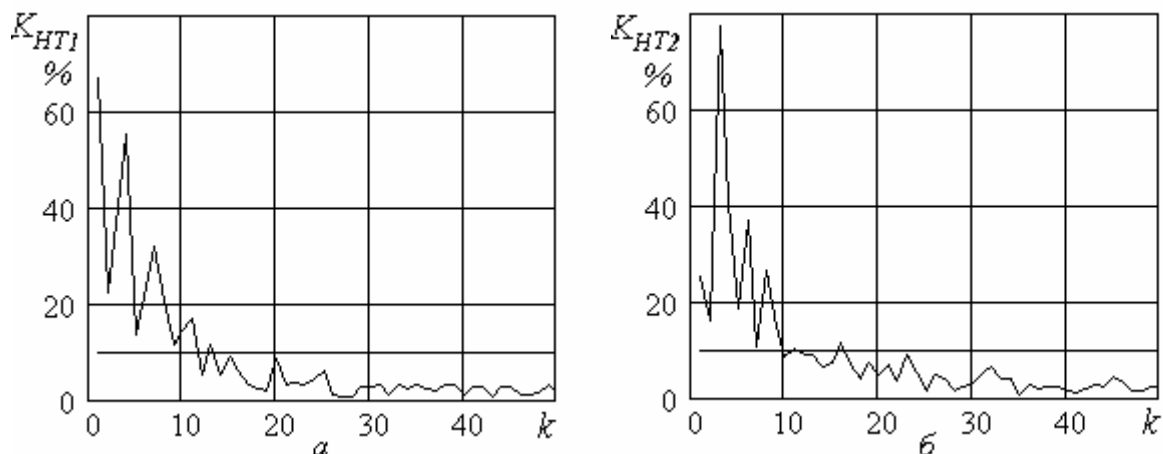


Рисунок 4 – Коэффициент несинусоидальности K_{HT} для различных гармоник при измерении температур резания в период t_1 от 0 до 5с - а); в период t_2 от 5 до 10с - б)

Результаты расчета результирующего напряжения $u_{T\Sigma}$, а также исходные значения напряжений u_T и постоянная составляющая A_{OT} представлены на рис. 5.

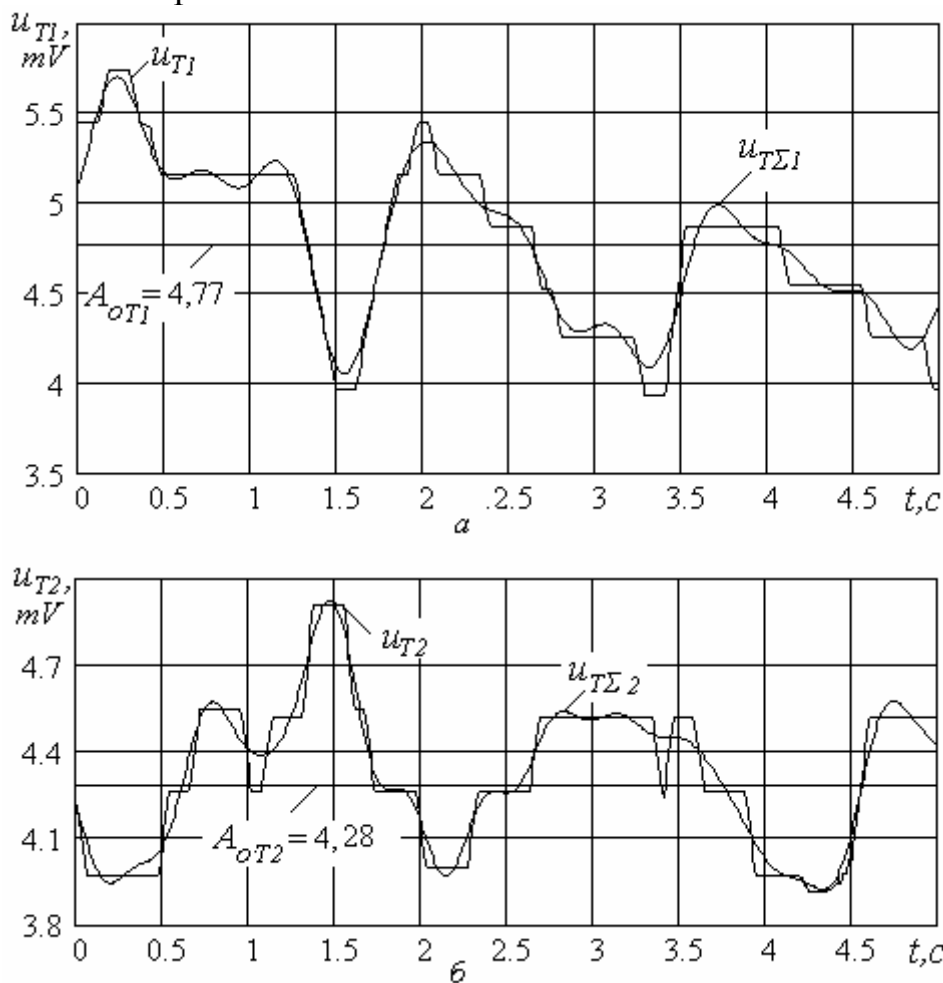


Рисунок 5 – Графики напряжений u_T и $u_{T\Sigma}$ при измерении температур резания в период t_1 от 0 до 5с – а); в период t_2 от 5 до 10с – б)

Сравнение напряжений исходной осциллограммы u_T , полученных при измерении температур резания с результатами суммирования мгновенных значений напряжений $u_{\Sigma T}$, представленных на рис. 5, свидетельствует о достаточно хорошем совпадении (погрешность не превышает 10%), что также как и для сил резания, подтверждает адекватность расчетов и эксперимента и возможность использования предложенной методики расчета на практике. Математическое описание сигналов, полученных при измерении сил u_P и температур u_T резания, позволяющие рассчитывать их мгновенные значения в любой момент времени:

$$u_P(t) = A_{oP} + \sum_{k=1}^{16} B_{kP} \sin k\omega t + \sum_{k=1}^{16} C_{kP} \cos k\omega t; \quad (5)$$

$$u_T(t) = A_{oT} + \sum_{k=1}^{11} B_{kT} \sin k\omega t + \sum_{k=1}^{11} C_{kT} \cos k\omega t; \quad (6)$$

В результате выполненных исследований обоснована возможность применения методики определения гармонического состава токов и напряжений для анализа и математического описания сигналов, полученных с помощью натуральных осциллограмм при измерении сил и температур резания. В результате расчетов с помощью коэффициента несинусоидальности устанавливается вклад каждой гармоники в результирующий сигнал, определяются значения постоянной составляющей и коэффициентов ряда Фурье, что позволяет дать аналитическое описание исследуемых сигналов с заданной точностью.

Использованная методика может найти широкое применение для более качественного анализа закономерностей формирования параметров процесса резания при моделировании и управлении процессами механообработки.

Литература

- 1 Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612с.
- 2 Ю.В. Петраков Моделирование процессов обработки резанием // Сучасні технології машинобудування: Збірник наукових статей / За заг. ред. А.І. Грабченка. В 2-х т. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. Т. 2. – С.221 - 232.
- 3 Матвиенко А.В., Феник Л.Н. К вопросу о влиянии ЭДС резания на шероховатость обработанной поверхности // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2006. - Вып. 32. - С.74-77.
- 4 Сивокобыленко В.Ф., Меженкова М.А. Метод определения мгновенных значений симметричных составляющих токов и напряжений в переходных режимах // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" - Львів: Львівська політехніка, №403. - 2000. – С.149-156.
- 5 Электротехнический справочник: В 3 т. Т. 1. /Под общ. ред. В.Г. Герасимова и др. - 7-е изд. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 488с.

УДК 621.9

Казакова Т.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ И ФИКСАЦИИ ПЕРИОДА СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА В СРЕДЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

The structural model of industrial system is developed for conditions of heavy mechanical engineering. Dependences of productivity of technological system on time and strategy of restoration of the cutting tool are received. It is developed columns of fixing of the period of stability, diagnostics and service of the modular tool.

Введение

Повышение эффективности производственных процессов в тяжелом машиностроении представляет собой комплексную многоуровневую задачу, включающую повышение эффективности технологических процессов и технологических систем за счет создания и использования высокоэффективных технологических процессов механической обработки, высокопроизводительной технологической оснастки и режущего инструмента. В связи с этим особое значение приобретают вопросы создания принципиально новых конструкций агрегатно-модульных инструментов, их диагностики и регламентов обслуживания, обеспечивающих минимальные простои дорогостоящих тяжелых станков, связанные с заменой режущих инструментов.

Цель работы

Разработать структурную модель производственной системы для условий тяжелого машиностроения и модель диагностики и обслуживания агрегатно-модульного инструмента в рамках этой системы.

Методика работы

Объектом исследования являлись технологическая система и ее производительность, зависящая от режимов резания, конструкции, диагностики состояния и регламентов обслуживания режущего инструмента.

Для условий тяжелого машиностроения разработана структурная модель производственной системы и определены показатели эффективности ее работы.

Исследованы показатели надежности агрегатно-модульных резцов как элементов этой системы. Путем длительных производственных испытаний на долговечность определены виды и структура отказов элементов модуля,

среднее число их периодов стойкости всех элементов.

Исследованы зависимости среднего времени работы агрегатно-модульных резцов на каждом периоде стойкости и производительности обработки при различной стратегии обслуживания.

Разработан оргграф диагностики и обслуживания агрегатно-модульного инструмента с учетом его качества (уровня поврежденности) и производительности обработки.

Реализация поставленной цели

Производственная система (процесс) тяжелого машиностроения имеет сложную структуру, элементами которой являются технологические системы и входящие в технологические системы станки и станочные модули.

Укрупненная структура производственной системы тяжелого машиностроения приведена на рисунке 1. Показателями эффективности работы производственной системы являются: программа выпуска, номенклатура и качество выпускаемых изделий, их новизна и конкурентоспособность.

Обеспечения названных показателей эффективности работы производственной системы зависит от эффективности и надежности отдельных технологических систем, как составляющих звеньев производственной системы.

Надежная работа технологической системы зависит от надежности работы ее элементов (станков и станочных модулей), которая, в свою очередь, зависит от надежности работы используемого агрегатно-модульного инструмента.

Время и частота восстановления технологической системы зависят от качества (уровня поврежденности) агрегатно-модульного резца и стратегии восстановления его работоспособности /1,2/.

При работе на тяжелых станках производительность оценивают объемом снятого материала W за период стойкости режущего инструмента. С учетом времени восстановления технологической системы производительность можно рассчитать по зависимости

$$\Pi = \frac{W}{\left(1 + \frac{\tau_c}{T}\right)}, \quad (1)$$

где τ_c – время восстановления технологической системы; T – период стойкости режущего инструмента.

Восстановление и сервисное обслуживание агрегатно-модульного инструмента осуществляется при остановке процесса резания.

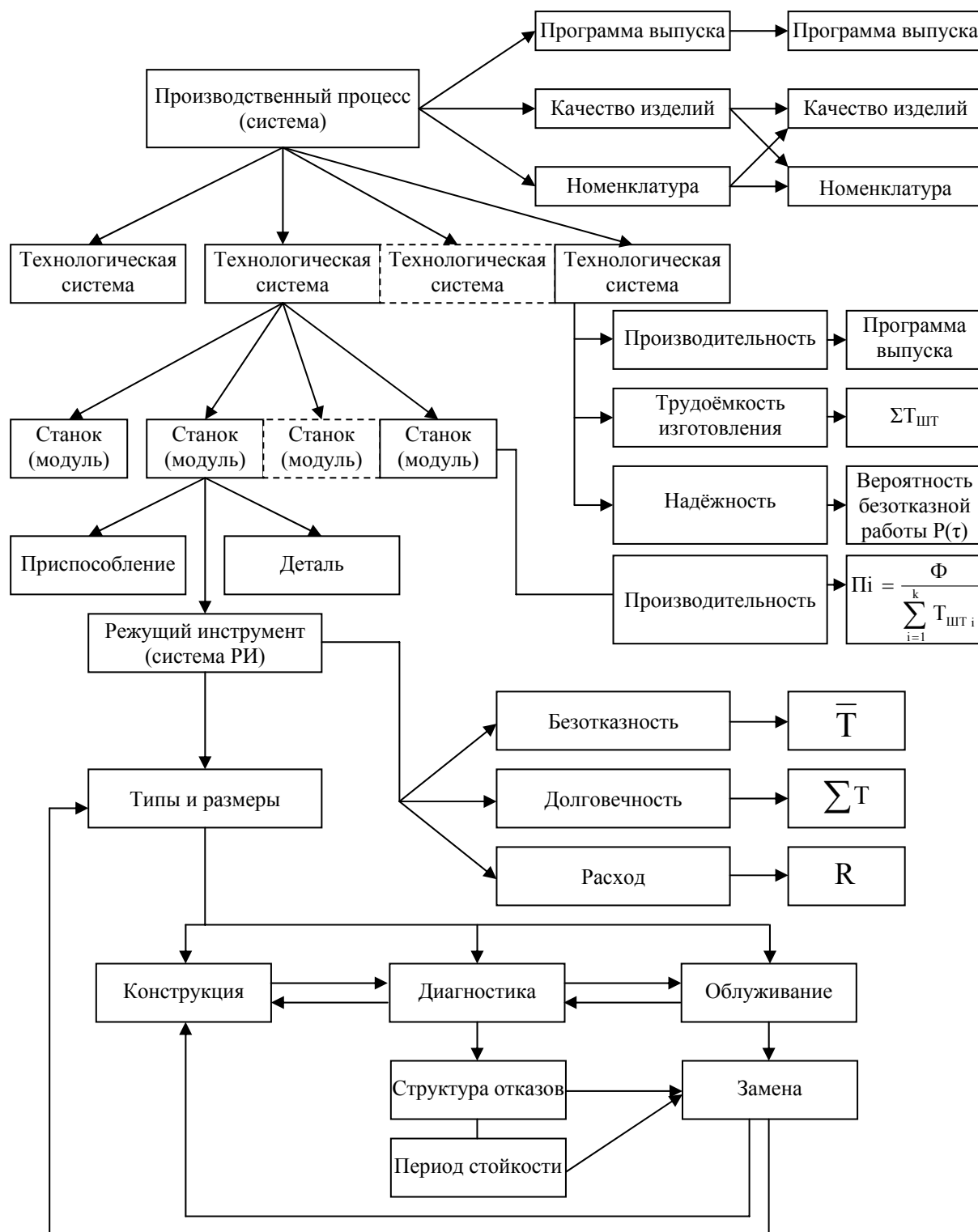


Рисунок 1 – Структурная схема производственной системы

Структура среднего времени восстановления технологической системы получена при длительных испытаниях модульных резцов на надежность

$$\tau_c = \alpha_1 \tau_{cm} + \alpha_2 \tau_{cp} + \alpha_3 \tau_o + \alpha_4 \tau_{co} + \alpha_5 \tau_{cc} + \alpha_6 \tau_{ck} + \alpha_7 \tau_{выр}, \quad (2)$$

где τ_{cm} – время замены модуля; τ_{cp} – время замены режущей пластины; τ_o – время очистки крепежных элементов от стружки и пыли; τ_{co} – время замены опоры; τ_{cc} – время замены стружколома-прихвата; τ_{ck} –

время замены крепежного элемента; $\tau_{\text{выр}}$ – время вырубке частиц твердого сплава, внедрившихся в заготовку; α_i – весовые коэффициенты составляющих времени восстановления технологической системы.

Как показали исследования средний период стойкости, доля поломок и интенсивность неустранимых отказов агрегатно-модульных резцов возрастают с увеличением их поврежденности, т.е. числа периодов стойкости (уменьшение толщины пластины, трещины и другие дефекты при заточке и т.п. (рисунок 2)).

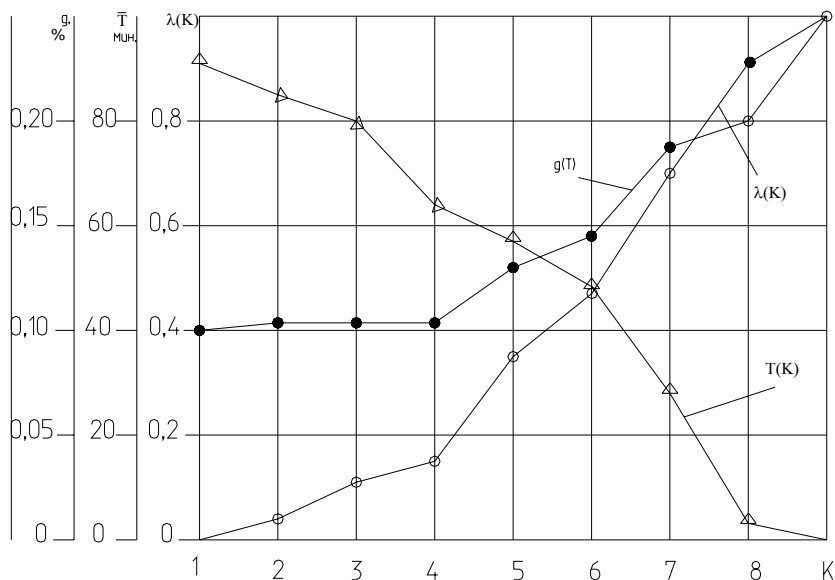


Рисунок 2 – Изменение среднего времени работы T (K), интенсивности отказов λ(K) и доли поломок q(K) на каждом периоде стойкости K

Это оказывает существенное влияние на производительность обработки, так как с увеличением интенсивности отказов возрастает частота восстановления технологической системы и снижается производительность обработки. С учетом интенсивности отказов и уровня поврежденности агрегатно-модульных резцов производительность можно рассчитать по следующей зависимости

$$\Pi = \frac{W}{\left(1 + \frac{\tau_c \lambda_i}{T \lambda_1}\right)}, \quad (3)$$

где $\frac{\lambda_i}{\lambda_1}$ – увеличение интенсивности отказа на i-м периоде стойкости по сравнению с первым.

Производительность механической обработки существенно зависит от стратегии обслуживания агрегатно-модульных резцов /2/.

Возможны три варианта обслуживания:

1 На рабочем месте имеется два модуля. Время восстановления технологической системы сводится к замене модуля и вырубке, при необходимости, частиц твердого сплава из заготовки;

2 На рабочем месте имеется один модуль с комплектом твердосплавных пластин. Время восстановления технологической системы будет включать: замену модуля, замену режущей пластины, очистку крепежных элементов от стружки и пыли и вырубку частиц твердого сплава;

3 На рабочем месте имеется один модуль с режущей пластиной. Время восстановления технологической системы будет включать: замену модуля, замену режущей пластины, очистку крепежных элементов, вырубку частиц твердого сплава и заточку режущей пластины.

Зависимость производительности обработки от времени восстановления технологической системы при различных вариантах обслуживания приведена на рисунке 3.

Как показывают зависимости (рисунок 2,3) производительность технологической системы время ее восстановления в значительной мере зависят от качества, уровня поврежденности и стратегии обслуживания режущего инструмента.

Исследования показали, что при количестве периодов стойкости больше пяти, резко уменьшается средний период стойкости и возрастают интенсивность неустраняемых отказов и доля поломок. В этих случаях увеличивается частота восстановления системы, т.е. время ее простоя, и снижается производительность обработки.

Модель диагностики и обслуживания агрегатно-модульного инструмента в рамках технологической системы можно представить в виде графа (рисунок 4).

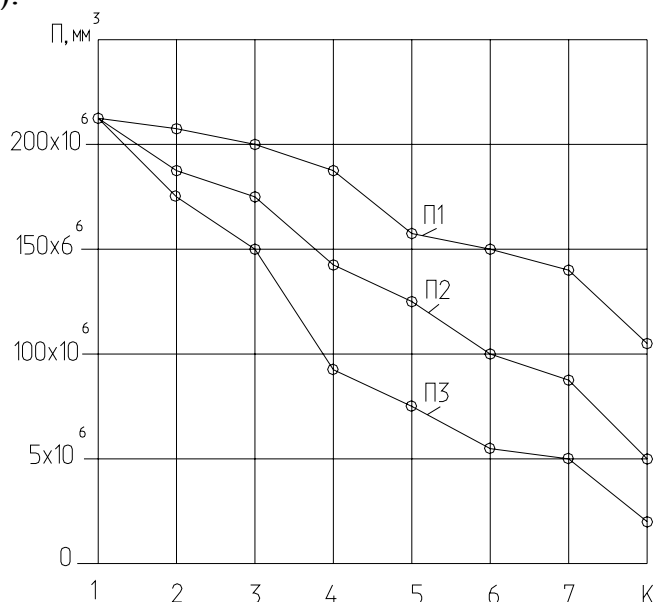


Рисунок 3 - Зависимость производительности механической обработки от времени восстановления технологической системы при различных вариантах обслуживания

С учетом качества и уровня поврежденности агрегатно-модульных резцов и с учетом целесообразности использования пяти периодов стойкости резцы разделяют на 5 групп (РИ₁ - РИ₅).

Для каждой группы резцов определяют период стойкости T_i с учетом

применяемых на технологической операции режимов резания (ПРР).

С учетом доли поломок (пол) (на 4-5 периоде стойкости) определяют количество запасных пластин на рабочем месте (ЗАП).

Фиксация поломок резцов осуществляется системой диагностики ДРИ, которая также позволяет рассчитать запас инструмента на рабочем месте и, соответственно расход инструмента РРИ.

С целью уменьшения частоты и времени восстановления технологической системы после 3-го и 4-го периода стойкости целесообразно снизить расчетные режимы резания до каких то эффективных (ЭРР) с получением фактического периода стойкости (Т_іФ) и расхода инструмента (РРИ), которые определяются системой диагностики ДРИ.

Модель диагностики и обслуживания агрегатно-модульного инструмента в рамках технологической системы можно представить в виде графа (рисунок 4).

Матрица маршрутов, учитывающая динамику фиксаций периода стойкости и изменения состояния конструктивных и эксплуатационных характеристик инструментов, влияющих на вероятность поломок имеет вид.

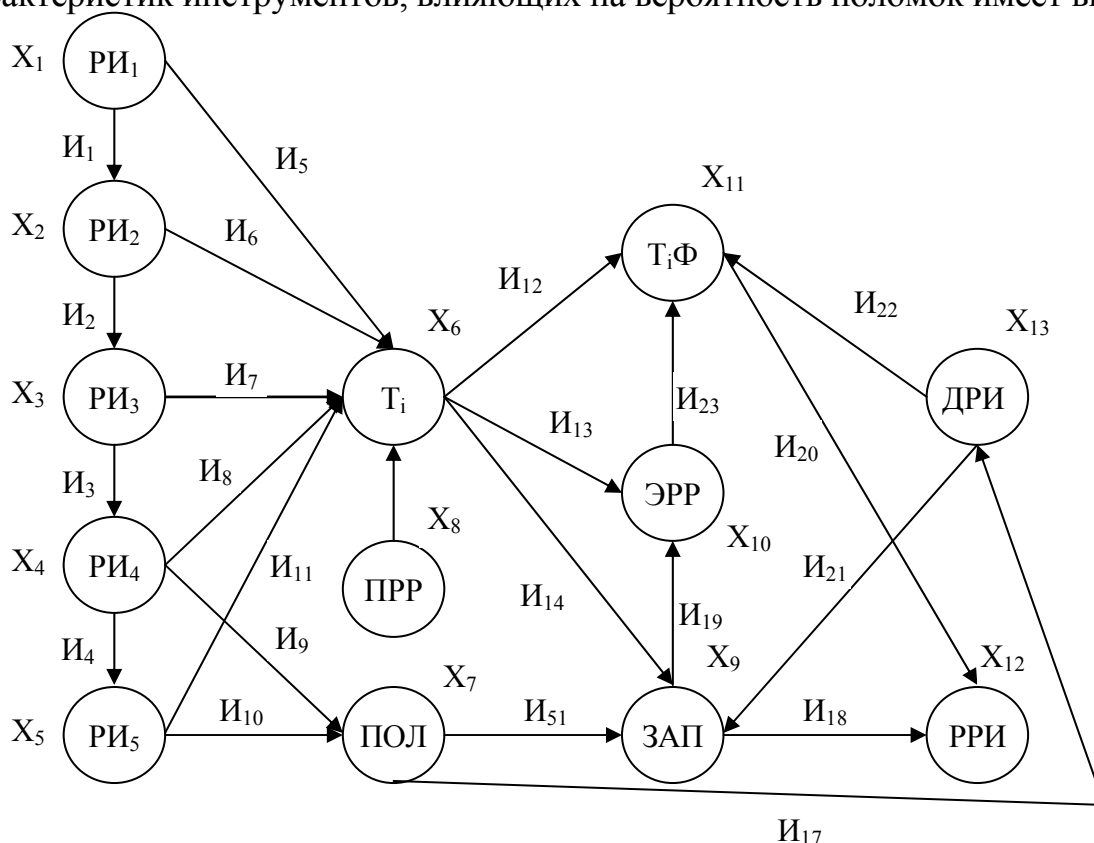


Рисунок 4-Орграф фиксации периода стойкости, диагностики и обслуживания режущего инструмента

Маршруты C_1 , C_2 , C_3 отображает изменение свойств агрегатно-модульных резцов при переходе от первого к третьему периоду стойкости и определение определяющего периода стойкости: $C_1 = \{X_{1-2}, X_{1-6}\}$; $C_2 = \{X_{1-2}, X_{2-3}, X_{2-6}\}$; $C_3 = \{X_{2-3}, X_{3-4}, X_{3-6}\}$. Как показали исследования, период стойкости, интенсивность отказов и доля поломок в этом случае при планируемых режимах резания практически не

изменяются (см. рис. 2,3).

На 4 и 5 периоде стойкости, когда снижается время работы до отказа и возрастает доля поломок, предусматривается определение числа запасных частей с помощью системы диагностики, снижение плановых режимов резания до эффективных с последующим определением фактического периода стойкости.

Матрицы маршрутов для инструментов имеют вид:

$$C_4 = \{X_{4-7}, X_{7-13}, X_{13-9}, X_{9-10}, X_{10-11}\}$$

$$C_5 = \{X_{5-7}, X_{7-13}, X_{13-9}, X_{9-10}, X_{10-11}\}$$

| U _i ≥ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 |
|-------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| X _i C ₁ | 1 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| ∇ C ₂ | -1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₃ | 0 | -1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₄ | 0 | 0 | -1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₅ | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₆ | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | -1 | -1 | -1 | 0 | 0 | -1 | 1 | 1 | 1 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₇ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₈ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₉ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | -1 | 0 | -1 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| C ₁₀ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| C ₁₁ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | -1 | -1 |
| C ₁₂ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 |
| C ₁₃ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 |

Выводы

1 Для условий тяжелого машиностроения разработана структурная модель производственной системы и определены показатели эффективности ее работы.

2 Получены зависимости изменения среднего времени работы агрегатно-модульных резцов, интенсивности их отказов и доли поломок на каждом периоде стойкости. Установлено, что производительность механической обработки, зависящая от времени восстановления технологической системы и стратегии обслуживания, резко уменьшается после пятого периода стойкости агрегатно-модульных резцов.

3 Разработаны оргграф фиксации периода стойкости, диагностики и обслуживания агрегатно-модульного инструмента и матрица маршрутов, учитывающая динамику фиксации периода стойкости и измерения их конструктивных и эксплуатационных характеристик.

Литература

- 1 Мироненко Е.В., Казакова Т.В., Колесник В.Ф. Моделирование систем инструментального обеспечения в среде технологической системы//Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов.- Краматорск - Киев, вып. №19, 2006.- с.235-241.
- 2 Мироненко Е.В., Казакова Т.В., Колесник В.Ф. Повышение производительности обработки на тяжелых станках с ЧПУ за счет эффективного использования модульных инструментов// Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 92. / Редкол.: Башков Є.О. (голова) та інш. – Донецьк: Дон НТУ, 2005. – С. 163-169.

Оглавление

| | |
|---|-----|
| <i>Predrag Dašić</i> Europeans RTD mision for knowledge society | 3 |
| РАЗДЕЛ 1 Процессы и инструменты механообработки | |
| <i>Клименко С.А., Манохин А.С.</i> Определение составляющих силы резания при «бреющем» точении | 19 |
| <i>Равская Н.С., Балушок К.Б., Охрименко А.А.</i> Червячные фрезы с рациональной геометрией режущей части | 36 |
| <i>Матюха П.Г., Стрелков В.Б., Габитов В.В.</i> Определение температуры на поверхности заготовки при шлифовании твердых сплавов по упругой схеме | 45 |
| <i>Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А.</i> Определение показателей надежности и прочности резцов при детерминированной и случайной нагрузках | 53 |
| <i>Глембоцька Л.Є., Мельничук П.П.</i> Особливості конструкції торцевої фрези для обробки плоских поверхонь деталей з важкооброблюваних матеріалів | 58 |
| <i>Ивченко Т.Г.</i> Теоретические основы расчтатемпературы резания в различных условиях эксплуатации режущего инструмента | 69 |
| <i>Мироненко Е.В., Васильева Л.В., Гах В.М.</i> Исследование стойкости и прочности резцов | 76 |
| <i>Панчук В.Г.</i> Зависимость статических геометрических параметров режущей части от технологических размеров отрезных фрез с подрезающими кромками | 84 |
| <i>Гузенко В.С., Миранцов С.Л., Полупан И.И.</i> Исследование динамических явлений при резании сборным резцом для копировальной обработки | 92 |
| <i>Ивченко Т.Г., Пустовой А.А.</i> Исследование закономерностей рассеивания сил на передней и задней поверхностях лезвия режущего инструмента | 98 |
| <i>Мигранов М.Ш., Гузенко В.С.</i> Оценка износостойкости режущих инструментов с покрытиями | 105 |
| <i>Мамлюк О.В., Родин Р.П.</i> Конструктивные элементы зуборезных долбяков с наклонной осью | 109 |
| РАЗДЕЛ 2 Качество и надежность металлорежущего оборудования | |
| <i>Шевченко О.В.</i> Вплив параметрів пружної системи різець-супорт на вібростійкість токарної обробки | 115 |
| <i>Ковалев В.Д., Гаков С.А., Ветчининова Ю.Е.</i> Исследование процесса обработки при ремонте колесных пар на колесотокарных станках | 122 |
| <i>Павленко І.І., Годунко М.О.</i> Структурні особливості будови та функціонування захватних пристроїв промислових роботів | 128 |
| <i>Луконин В.С.</i> Проблемы внедрения прогрессивного станочного оборудования | 135 |
| <i>Колот О.В.</i> Методологічні принципи вібростабілізаційної обробки нежорстких деталей | 140 |
| <i>Гусев В.В., Калафатова Л.П., Каракуц И.С., Поколенко Д.В.</i> Исследование динамических характеристик элементов системы СПИД при шлифовании деталей сложной пространственной формы из ситаллов | 148 |
| <i>Пацюра А.П.</i> Головка глубокого растачивания отверстий больших диаметров в условиях единичного и мелкосерийного производства | 156 |
| <i>Кроль О.С.</i> Рациональный выбор опор шпинделей металлорежущих станков | 164 |
| <i>Рогов В.А., Позняк Г.Г., Соловьев В.В.</i> Исследование динамики стойкиультразвукового прошивочного станка | 170 |
| <i>Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н., Абрамова Е.Н.</i> Применение регулируемых направляющих в металлорежущих станках | 176 |
| <i>Неченаев В.Г., Гнисько А.Н.</i> Методика определения параметров устройств удаления стружки при фрезеровании пазов | 182 |

РАЗДЕЛ 3 Технология машиностроения

| | |
|---|-----|
| <i>Ковалевский С.В., Мишура Е.В.</i> Структуризация тяжелой токарной операции обработки деталей типа валов с учетом комплексного критерия | 190 |
| <i>Харламов Ю.А.</i> Новые процессы фрикционной обработки конструкционных материалов | 196 |
| <i>Витренко О.С., Кириченко И.А.</i> Отделочно-упрочняющая обработка зубьев цилиндрических колёс | 202 |
| <i>Глоба А.В., Горобец П.И., Шевченко О.А.</i> Автоматизированная система поддержания эксплуатационных характеристик изделий из композиционных материалов применительно к летательным аппаратам | 207 |
| <i>Витренко А.В., Орлов А.Ю.</i> Технологические особенности обработки зубчатых колёс при помощи гиперболоидного инструмента | 214 |
| <i>Маковецкий А.В.</i> Изготовление полых изделий деформированием инструментами качения | 218 |
| <i>Мицьк В.Я.</i> Формирование микрорельефа поверхности детали при обработке свободными абразивами в вибрирующих резервуарах | 225 |
| <i>Ковалевский С.В., Тулупов В.И., Попивненко А.А., Борисенко Ю.Б.</i> Особенности формирования регулярной дискретной структуры при чистовом точении с импульсным током | 233 |
| <i>Баулина Т.В.</i> Синергетический подход в формировании интеллектуального капитала инновационного промышленного сектора Украины | 238 |
| <i>Левченко Е.А.</i> Качество поверхности при термофрикционной обработке плоскостей с применением вибраций | 243 |
| <i>Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Пастернак С.И., Кривошея В.В.</i> Методика оцінки характеристик спряження зубчастих ланок на етапі проектування | 248 |
| <i>Новоселов Ю.К., Братан С.М., Покинтелица Н.И.</i> Управление операцией термофрикционной обработки плоских поверхностей | 255 |
| <i>Чередниченко С.П.</i> Исследование применения полиморфного превращения β -олова в γ -олово для синтеза алмазов в системе железо – углерод – олово | 260 |
| <i>Чайковский А.А., Хасан О.С., Недужий А.Н., Фесенко М.А.</i> Растворение ферромарганца ФМн78 в литейной форме | 265 |

РАЗДЕЛ 4 Моделирование и оптимизация элементов технологической систем

| | |
|--|-----|
| <i>Radovanovic Miroslav</i> Mathematical modelling of cutting speed by abrasive waterjet | 273 |
| <i>Усов А.В., Кошелев О.В.</i> Оптимальное прогнозирование показателей деятельности портов | 280 |
| <i>Крижанівський В.Б.</i> Комп'ютерна модель для визначення параметрів обробки, які забезпечують задані геометричні характеристики плоскої поверхні | 287 |
| <i>Виговський Г.М., Громовий О.А., Білявський М.Л.</i> Комп'ютерне моделювання глибини зміцнення плоскої поверхні деталі алмазним вигладжуванням | 293 |
| <i>Воронцов Б.С.</i> Компьютерное формообразование твердотельных моделей гиперболоидных инструментов | 298 |
| <i>Григорова Т.М., Усов А.В.</i> Вероятностно-статистическое моделирование маршрутизированных пассажиропотоков в крупных городах | 303 |
| <i>Смирнова М.А., Матвиенко А.В., Ивченко Т.Г.</i> Применение методики определения гармонического состава сигналов при анализе параметров процесса резания | 312 |
| <i>Казакова Т.В.</i> Моделирование систем прогнозирования и фиксации периода стойкости режущего инструмента в среде технологической системы | 326 |

Наукове видання

НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Збірник наукових праць
Випуск №21

Постанова президії ВАК України
від 9 червня 1999 р., №1-05/7
Рішення вченою ради ДДМА,
протокол №11 від 31.05.2007

Підп. до друку 31.05.2007
Ум. друк. арк. 20,5.
Тираж 100 прим.

Формат 60×84 ¹/₁₆.
Обл.-вид. арк. 14,9.
Зам. № 107

Видавець і виготівник
"Донбаська державна машинобудівна академія"
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру
серія ДК №1633 від 24.12.2003