

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



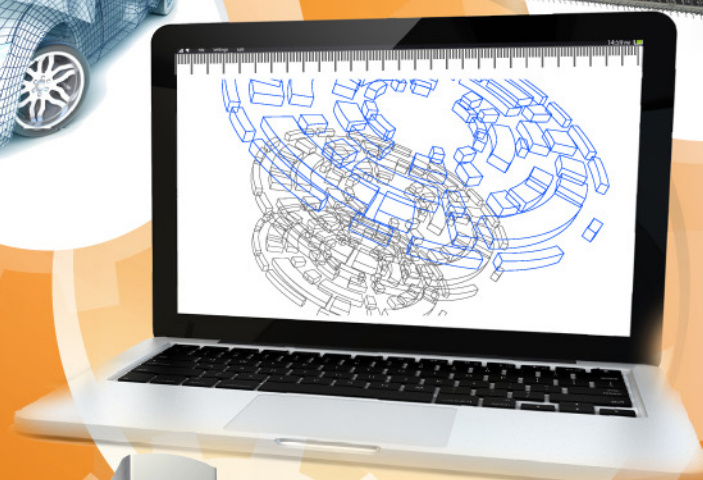
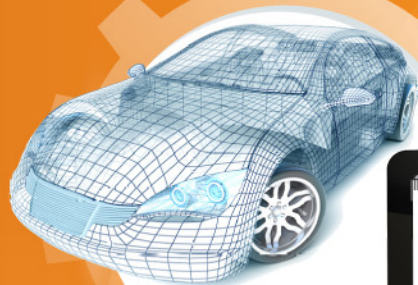
СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ

В МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

1

2014



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY

СУЧАСНІ
ТЕХНОЛОГІЇ
В
МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ

ADVANCES
IN
MECHANICAL
ENGINEERING
AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

№1

2014

www.automash.lntu.edu.ua

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014.– №1.– 142 с.

В матеріалах наукового журналу висвітлюються результати наукових досліджень та науково-дослідних розробок в галузі машинобудування, автомобільного транспорту, транспортних систем і транспортних технологій на автомобільному транспорті, а також, математичного та комп'ютерного моделювання технічних процесів та систем.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації – КВ №20504-10304Р від 30.12.2013р.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Пустюльга С.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ (головний редактор); **Дідух В.Ф.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора), **Плоский В.О.**, д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури (заступник головного редактора); **Сахно В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет (заступник головного редактора); **Ярошевич М.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора); **Козачук І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ (відповідальний секретар); **Божидарнік В.В.**, д.т.н., професор, ректор Луцького НТУ; **Владут Валентин**, PhD. Eng., Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія); **Вржеш М.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Головачук І.П.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Голячук С.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Заболотний О.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Ковальов М.М.**, д.т.н., професор, Всеросійський науково-дослідний інститут механізації льонарства Російської академії сільськогосподарських наук; **Кравченко О.П.**, д.т.н., професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля; **Ланець О.С.**, д.т.н., доцент, НУ «Львівська Політехніка»; **Максимович О.В.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Марчук В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Матейчик В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет; **Мурований І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Олександренко В.П.**, д.т.н., професор, Хмельницький національний університет; **Рихтер Марцін**, PhD. Eng., Інститут автомобільного транспорту (Польща); **Рудь В.Д.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Савчук П.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Селезньов Е.Л.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Цизь І.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Хамед Ашраф**, Dr.-Ing., ВАТ «Dornier Consulting» (Німеччина); **Шваб'юк В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ.

Друкується за рішенням Вченої ради
Луцького національного технічного університету
(Протокол №10 від 27.05.2014 р.)

ЗМІСТ

Dr. Hamed A., Gasukha L. Exploiting transit potential in Ukraine. The transport corridors and EU approximation	5
Caban J., Drożdziel P., Krzywonos L., Liščák Š. The State of Road Transport Safety in Poland, Slovakia and Ukraine.....	12
Аксенов А.Ф., Стельмах Д.А., Стельмах А.У., Колесник П.А. Динамические процессы в граничных слоях трибосистем в режиме эластогидродинамического трения	17
Бутитер И.Б., Дивеев Б.М., Когут И.С., Николишин М.М. Демпфирование в трехслойных композитных балках при динамическом изгибе	21
Василенко Т.Є., Губін О.Є. Підвищення ефективності роботи суб'єктів підприємницької діяльності при перевезенні дрібнопартійних вантажів автомобільним транспортом	28
Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Энергетический подход решения теплопроводных задач в технике с применением вектора Умова.....	34
Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Дацюк Т.Л. Силовий розрахунок брального паса поперечного льонобрального апарату.....	42
Дивеев Б.М., Коник І.В., Паращук Д.Л., Пелех Я.М. Дослідження розповсюдження вібрації та ударів від коліс до чутливого елемента машини.....	47
Кашканов В.А., Косовець В.С. Вплив якості ідентифікації коефіцієнта зчеплення на результати експертизи дорожньо-транспортних пригод.....	53
Кіяшко І. В. Врахування психофізіологічних особливостей водіїв щодо сприйняття ними засобів інформаційного забезпечення.....	57
Клименко О.Д., Селезньов Е.Л., Пуць В.С. Експериментальні дослідження впливу конструктивних параметрів зміцнювача на силу деформування при зміцненні зубчастих коліс загартованими кульками.....	62
Коник М.В. Оцінка інформаційних характеристик складових дорожнього середовища	68
Мельничук С.В., Вітюк І.В., Бовсунівський І.А. До питання підвищення показників плавності ходу автомобіля категорії М1. Програмно-апаратний комплекс для проведення натурального дослідження підвіски.....	73
Монастирський Ю.А., Веснін А.В. Сучасна підготовка операторів кар'єрних самоскидів.....	80

Павлюк Д.О., Терещук В.П., Лебедєв О.С., Шур'яков М. Застосування спектральної щільності для оцінки якості покриттів.....	84
Пейчев Г.И., Колесник П.А., Мурашкин Е.И., Стельмах А.У., Житницький А.Л., Кушев А.В., Шимчук С.П. Применение бесконтактной магнитно-турбулентной очистки шарикоподшипников в авиационном двигателестроении.....	89
Подригало М.А., Клец Д.М., Яценко К.Г., Плетнев В.Н. Оценка устойчивости и управляемости двухзвенных автомобильных поездов.....	96
Пустюльга С.І., Мурований І.С., Систематизована формалізація вхідних даних роботи маршрутних автобусів для оптимізації міських пасажирських перевезень.....	102
Ройко О.Ю., Бурчак І.Н., Головачук І.П., Вплив геометричних характеристик моделі на параметри файлів для швидкого прототипування	109
Савін Ю.Х., Серєда В.Р. Методичні основи визначення потужності підприємств з паркування транспортних засобів.....	114
Тараймович І.В., Димчур Є.В. Аналіз шляхів інтенсифікації замішування тіста на безперервно діючих тістомісильних машинах.....	117
Усенко М.В. Обґрунтування вдосконалення робочих органів малогабаритних машин для вирощування однорічних культур на схилах.....	121
Шведик М.С. Теоретичні основи ресурсоощадної технології висіву насіння зернових культур і технічних засобів для її реалізації.....	129

EXPLOITING TRANSIT POTENTIAL IN UKRAINE. THE TRANSPORT CORRIDORS AND EU APPROXIMATION

Dr. Hamed A., Gasukha L.
Dornier Consulting GmbH

Cross border transport is an increasing market segment that fosters economic growth. Different routes compete to attract the traffic to benefit from the associated growth along the transport corridors. This paper focuses on the use of TRACECA (TRANsport Corridor Europe Caucasus Asia) as a stimulant to unfold transit potential in Ukraine, particularly in multi-modal freight transport. It reveals advantages and weaknesses of the corridor segments and also looks at the competition with alternative routes.

With Focus on the Ukrainian Segment of the corridor, practical approach is proposed to remedy a trend of diminishing transit traffic and attempt to restore positive trend in the transit market for Ukraine, especially using Ukraine-EU transport cooperation.

The association agreement between Ukraine and the European Union can contribute significantly in paving the way of eliminating transit bottlenecks particularly the non-physical barriers and provide higher attraction for movements through Ukrainian transport corridors.

Keywords: Ukraine-EU Association Agreement, International Freight Transport, Freight Transit, TRACECA Corridor, Attractiveness index, Investment Forum, public-private partnership (PPP).

Formulation of the problem in General and its connection with scientific and practical tasks.

Ukraine's advantageous geographical position makes it inevitable destination for transit of goods between Europe, Asia and Middle East. Through the territory of Ukraine goes a number of international transport corridors reaching a total length of over 5 thousand km. Today country's transportation infrastructure is made of 169.5 thousand km of highways, 21.7 thousand km of railways, 45 civil airports, 18 seaports and other transport facilities. Ukraine has one of the most extensive rail networks in Europe, which handles significant part of freight and passenger traffic. The external border of Ukraine is the longest among the European countries.

The transit position of Ukraine is one of the main attractive features of the national market of Ukraine for foreign investors and manufactures. The interstate transit through Ukrainian territory is a significant national resource, which currently is not fully used. During the last year some 119 m tons of freight in transit have been transported.

However, At today's level, the transit potential of Ukraine today is exploited at only by 50-60%. This is also marked by the weakening trend of Ukraine's transit flows, and this can cause significant damage both to the economy and the political interests.

Objectives of the article are:

1. Ukraine-EU transport cooperation.
2. Trends in Ukraine freight transit.
3. Investigation of the underlying causes leading to reduction of transit flow of Ukraine.
4. Ukraine in TRACECA. Regional Context. Attractiveness of Transport corridor in Ukraine
5. Illustrate forecast for inbound and outbound traffic flows for 2020.
6. Explore options to restore the positive dynamics of the transit market in Ukraine.
7. Suggest pillars of the strategy for Ukrainian transit traffic.

Statement of the basic material of research with full justification of scientific results. Since 1998 the Ukraine – EU transport cooperation is being regulated by the Partnership and Cooperation Agreement (PCA) and is focused on restructuring, modernizing transport systems and networks in Ukraine, developing and ensuring compatibility of transportation systems with a view to achieving a more global transport system.

In particular, according to the PCA the cooperation includes:

- modernization of management and operations of road transport, railways, ports and airports;
- modernization and development of railways, waterways, roads, ports, airports and air navigation infrastructure including the modernization of major routs of common interest and the trans-European links for the above modes;
- promotion and development of multi-modal transport.

One of the major spheres of cooperation is adaptation of national legislation to the EU norms and standards, in particular through the accession to the transport international conventions. A significant contribution to the abovementioned sphere of cooperation as well as to the upgrading of Ukraine – EU

transport cooperation will be made as soon as the Ukraine – EU Association Agreement enters into force.

Ukraine and the EU cooperate closely under various programs. In this regard, the EC supports the Transport Corridor Europe-Caucasus Asia (TRACECA) within the framework of the multi-lateral agreement of the TRACECA countries.

However, since the economic crisis in 2008, as shown in (Table 1) the transport volumes through Ukraine have decreased. Despite improvements of the economy, the volumes have not been restored to the pre-crisis values. This has also affected the freight transport flow along the TRACECA corridor and particularly through Ukraine.

Table 1.

Cargo Transit in Ukraine, thousand tons [1].

	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Rail	99 882	93 348	44 835	44 512	48 670	40 940	32 983
Road	4 495	4 909	3 354	4 649	5 011	4 850	5 585
Maritime	2 694	3 487	1 899	3 660	3 912	1 638	1 519
Inland	37,4	74,7		-	-	7,58	2,16
Aviation	1,28	1,54	1,17	1,58	2,81	2,99	0,77
Pipeline	279 802	223 498	127 982	99 440	93 120	76 978	79 249
Total	386 912	325 317	178 071	152 263	150 715	124 417	119 339

Cargo transit trends through Ukraine (Figure 1) shows a slight post crisis rise followed by lower volumes in all modes, which continued in the following year.

Looking at the logistics sector in Ukraine using the World Bank's 2012 Logistics Performance Index (LPI); a continuous development of logistic sector can be observed. Ukraine ranks no. 66 in the list of countries improving from position 102 in the year 2010 and position 73 in 2007. Ukraine developed in all aspects of the LPI (customs, infrastructure, logistics competence and tracking & tracing) but deteriorated in International shipping, which is relevant for the transit cargo. Ukraine in this regard still far better than Russian Federation ranking 96 in the LPI list.

While Ukraine is developing its logistic sector, the transit flow is not following this trend. The reasons behind this could lie in the missing soft measures to boost recovery of transit market segment.

The slow recovery for Ukraine was affected also by determined transit policy of Russia to shift inbound freight to Russian ports and improvements in the transit corridors through Russian territories. Also Ukrainian transport development did not show any vision with a long term transport strategy within a communicated policy. The table shows the trends in development of Cargo Transit through Ukraine based on the national bureau of statistics [1].

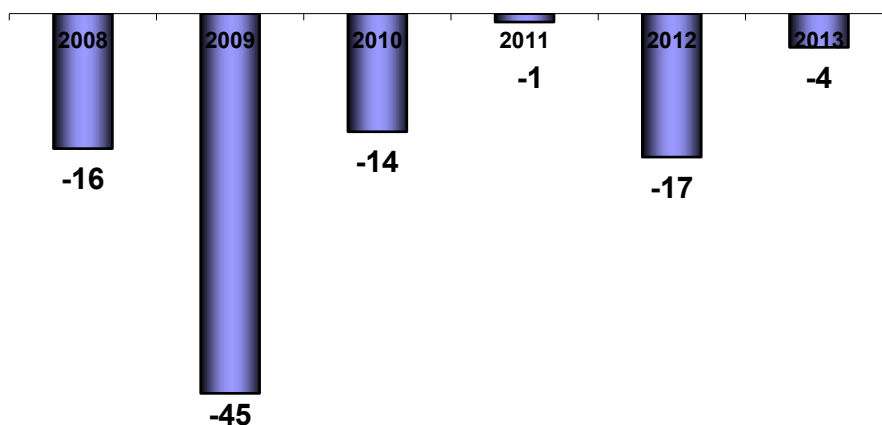


Figure 2: Cargo transit trends through Ukraine, % to previous year [1]

Thus, main problems of international transit of Ukraine could be among others:

1) National normative-legal base is incompatible with international transport law in matters of border crossings, the transport and cargo handling at terminals;

2) Absence of a unified state transit / transport development policy and clear strategy in Ukraine; On the 20th of October 2010, the Cabinet of Ministers of Ukraine adopted the "Transport Strategy of Ukraine for the period up to 2020" but this strategy was of mostly declarative nature

- 3) Quality transit is not sufficient: organizational and technical barriers at borders, poor service, low speed traffic, network conditions, terminals, rolling stock by technical parameters;
- 4) Losses (bulk) attributable to Russia's policy of directing more of its trade through its own ports.
- 5) Customs unions RUS / BY / KAZ simplifying transit movements within these countries as well as promoting trade among them and introduce higher resistance for flow through Ukraine.
- 6) Incompatibility with EU customs documentation standard (NCTS) add strong resistance to crossing Ukraine
- 7) Inadequate marketing of Ukrainian routes for cargo transit.
- 8) Practically non-existent system of control over delivery of goods.
- 9) Unreliability of criminal situation.
- 10) Imperfect system of control over delivery of goods.
- 11) Descriptiveness is insufficient.
- 12) Groundlessness of tariff policy.

Depending on its final destination; Europe east-bound freight traffic may use alternative corridors depending on routes' attractiveness for the particular commodity. Traffic between Europe on one side and Central Asia / West China on the other side may choose between the corridor through Belorussia - Russia or through Ukraine – Caucasus. The latter corridor is part of the TRANsport Corridor Europe Caucasus Asia (TRACECA).

With the independence of the new states in Central Asia, Caucasus and eastern Europe, the demand for cross border facilitation emerges to secure the supply of land locked countries. In 1993, the Brussels Declaration marked the starting point of TRANsport Corridor Europe Caucasus Asia (TRACECA). In September 1998, twelve countries Eastern Europe, Caucasus, and Central Asia signed the “Basic Multilateral Agreement on International Transport for Development of the Europe the Caucasus-Asia Corridor”. The strategic focus was to develop corporation in multi-modal transport across the border of all member countries.

TRACECA corridor has two routes. One travels through Turkey and another route through Black Sea – Caucasus to the central Asian countries. Cargo has also the alternative to choose the route through Russia. Ukraine as the eastern entry of TRACECA plays a major role in defining the amount of flows that would utilize TRACECA corridor towards Caucasus.

The freight forecast model developed by TRACECA for the target year 2020 shows continuous decrease of the Transit traffic through Ukraine in roads and rail though at different rates. The map below shows the major routes for the traffic flow along TRACECA route and through Russian territories (Railroads).

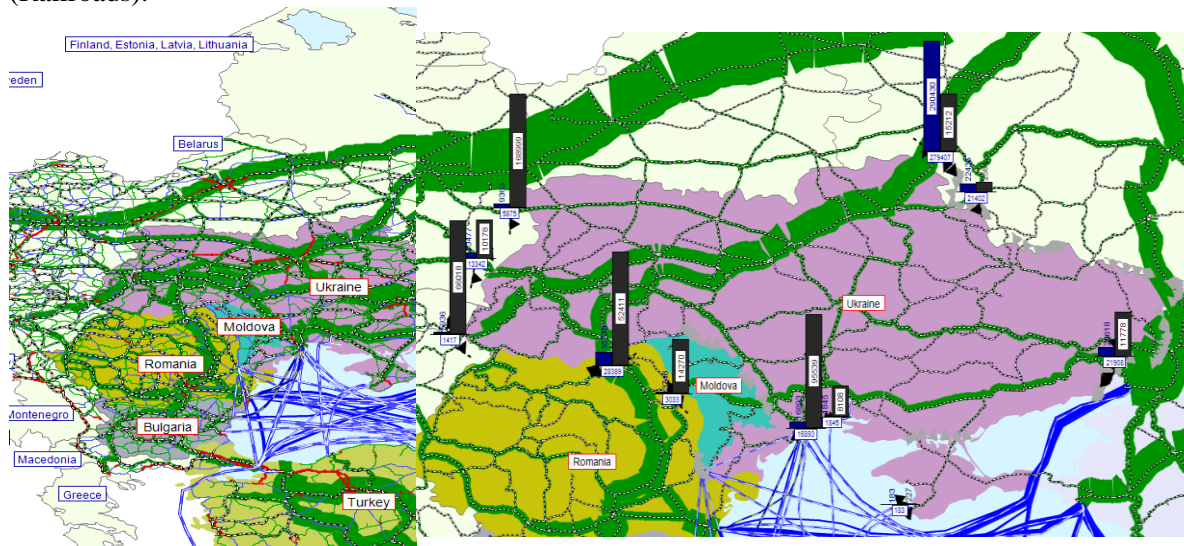


Figure 3: Freight transport demand forecast for target year 2020 (Railway)

When subtracting the domestic traffic, the (Figure 3) picture shows the share of rail transit going through Ukraine projected for the year 2020. The main flow avoids Ukraine and the Ukrainian ports play very limited role in the transit traffic. Traffic passing through Ukraine is mainly south-bound towards Romania and further to Turkey.

This limited role remains despite the predicted increase in the Odessa Region port traffic. Looking at the port cargo handling in Odessa region outbound traffic by the year 2020 based on TRACECA traffic

forecast model (table 2).

The increase is likely due to general increase in flow, but not due to increased market share. Figure 3. the share of rail transit going through Ukraine projected for the year 2020.

Table 2.

Forecast for inbound and outbound traffic forecast 2020 compared to base year 2008.

Country	Location	freight base year		forecasted traffic				Source of data
		2008	2008	2020	2020	out	in	
Ukraine	Yuzhny	7903	4951	9980	5265	26%	6%	model Run
Ukraine	ODESSA TOTAL	19894	11230	25213	11834	27%	5%	model Run
Georgia	Poti	7347	19009	8095	23657	10%	24%	model Run
Georgia	Batumi	4829	8928	5131	8558	6%	-4%	model Run
Azerbaijan	Baku	2746	3417	3446	4192	25%	23%	model Run

Improved attractiveness of TRACECA routes and appropriate marketing strategy can play vital role to help Ukraine to unfold transit potential when flows are optimizing for effective and safe routes for freight movements. At least in some market segments, Ukraine can gain substantial market share in the transit flow.

The Transport strategy should also consider the following pillars:

- 1) Increase attractiveness of corridor segments through Ukraine. This can only be pursued following identification of the attractiveness blockers.
- 2) Active pursuit of International Investors.

The attractiveness of a corridor is primarily: 1) Affected by the aspects of cargo safety; 2) Reliability and predictability of the time and costs; 3) Costs associated with the route; 4) Time needed for the route.

To improve the attractiveness, an investigation made in 2010/2012 by TRACECA technical Assistance project funded by the EU. This investigation was based on journals by drivers along the routes through Russia and Along both TRACECA routes, shown in the following Figure 4. This investigation aimed at identifying the attractiveness blockers and benchmark TRACECA route against its competition. Only when the blockers are identifies, improvements can be effectively targeted.

TRAX standing for Transport Route Attractiveness Index is calculated based on actual values obtained from drivers' journals. It is made to measure the attractiveness of a transport corridor in terms of its power to attract (multimodal) freight traffic. The routes are defined in nodes and stretches and the attractiveness is calculated based on the equations:

Route Stretch's Index: $F(C_i * \alpha_c + TT_i * V_t * \alpha_t + R_i * \alpha_r + s_r * \alpha_s)$

and the Route Node's Index: $F(C_{ij} * \alpha_c + TT_{ij} * V_t * \alpha_t + R_{ij} * \alpha_r)$, whereas

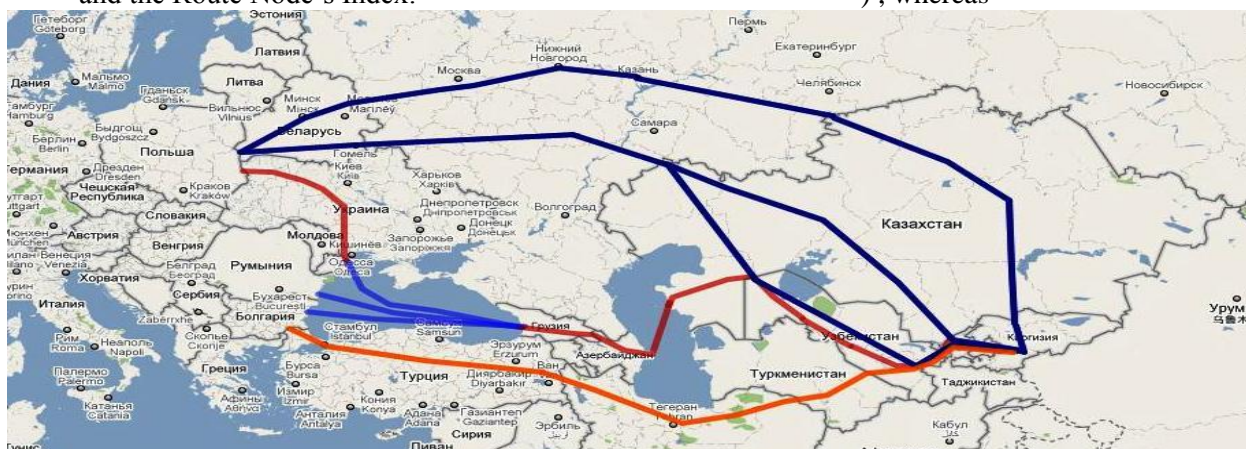


Figure 4: competing routes

- C_i Observed Transport Cost on Stretch i
- $\alpha_{c,t,r,s}$ Respective Weights of Costs/Transport Time / Transport Reliability/

TT_i	Transport Safety & Security
V_i	Observed average Transport Time on Stretch i
V_i	Value-of-Time for cargo transport (“Opportunity Costs”)
S_r	Perceived Security and Safety of Cargo for specific Countries measured on a number scale

The weights were obtained through questionnaires to freight forwarders. The weights are shown in the table 3.

Table 3.

Factor / Weight	STRETCHES	NODES
COST	13%	22%
TIME	17%	29%
RELIABILITY	29%	49%
RISK	41%	-

The results of TRAX shows that the route through Ukraine and Caucasus has the highest index (resistance) and hence the lowest Attractiveness. Given the weighing of the criteria, the low attractiveness is mainly caused particularly by the lack of reliability of the route, in comparison with the competing routes (table 4). The main reason for this lies within nodes and less within stretches.

Table 4.

Route	Index	Cost	Time	Reliability	Safety
TRANS-RUSSIA	3032	1255	6767	6373	72
TRANS-TURKEY	6358	1896	7776	8839	76
TRANS-CAUCASUS	8169	2994	11243	10849	146

A closer look at the component of Ukraine as the European West TRACECA part (Romania and Bulgaria were not considered for being EU member states) of the trans Caucasus route shows that the nodes (border crossing points including ports) in Ukraine are the source of highest resistance (table 5).

Table 5.

Region	West TRACECA TRAX
TRAX total	2765
TRAX stretches	438
TRAX nodes	2327

Figure 5 illustrates that crossing time at west Ukraine borders and black sea port of Ilyichevsk port as examples, can have a variation of up to 44 hours. Significantly higher than the port in Romania / Bulgaria with values of 11 and 18 hours respectively.

Having identified the attractiveness blockers for Ukraine transit as the border crossing points and less the stretches; the Improvement Potential for Ukraine could be supported through the deployment of the following actions:

1) Improvement of borders crossing. This will to enable reliable time planning of cargo movements. Ukraine has particularly a different customs declaration procedures and forms that are different from the NCTS applies in the European Union and also different than those applied in the Customs Union (Russia / Belorussia / Kazakhstan). Also countries like Georgia and turkey Adopted the NCTS standards, making Ukraine an Island with its own standards with additional resistance for cargo flow.

2) Improvements of Security and Safety of Cargo. Safety is considered knock-out criteria for freight forwarders. The TRACECA program has road safety improvements component that helps TRACECA countries and Ukraine to improve the Safety of cargo towards European benchmark.

3) Counter-act illegal practices. Illegal payment along the routes and at nodes (border crossings and ports) lowers the reliability of routes and the cost of transport chain cannot be calculated and priced

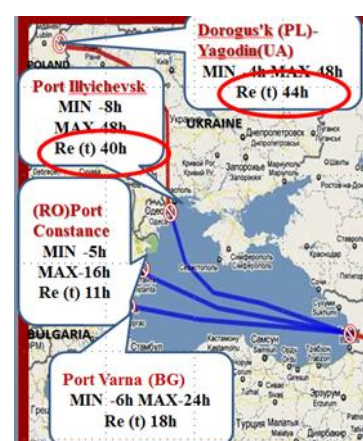


Figure 5. Crossing time.

for the client. Countries like Turkey and Georgia have shown pioneer example of reducing corrupt practices to European level within reasonable period. Ukraine is recommended to follow this international best practice.

The above actions will need to be embedded within a national action plan, derived from a national strategy with political endorsement and supporting institutional framework.

In parallel with those actions, the market share can only be increased if operators and freight forwarders become aware of the improvement in the transit practices in Ukraine. For this a set of actions can be pursued:

Dialogue with international operators and carriers to obtain understanding on international traffic requirements. Foreign investment in Ukraine faces higher competition from unattractive legal environment lacking governance and transparency. Opening the market for foreign investment could secure additional flow of cargo through Ukraine.

4) Label Transit routes as TRACECA routes. This would provide attractive option to interact with the industry and enter dialogue with international operators but also increase the visibility of infrastructure and logistics investment through the periodic TRACECA International Investment Forum (2010 / 2012 / 2015).

5) Complimentary measures:

Further analysis of market / commodities segments to identify significant transit cargoes lost since 2007;

Create partnership with international transport operators to identify promising market segments for transit through Ukraine (if costs and transit times were reduced and reliability improved);

Continuous monitor of Ukraine's competitiveness for transit traffic.

6) One of the most important events that will help to increase traffic from Ukraine is that European Union eliminated customs duties on goods originating in Ukraine starting from April 23, 2014. This measure will allow for the EU's unilateral reduction or elimination of customs duties on goods originating in Ukraine. The step has been taken to support Ukraine's economy ahead of the official entry into force of the Association Agreement's provisions on a Deep and Comprehensive Free Trade Area (DCFTA), scheduled to be signed later this year.

Conclusions and Recommendation.

In order to improve the transit potential of Ukraine should:

- Develop cross-border cooperation;
- · Adapt national regulatory framework in approximation with EU Acquis and international transport laws;
- · Enhance throughput and transitivity of territory;
- · Improve the tariff and price and tax policy on international transit, simplify customs procedures for transit of participants;
- · Continue modernization efforts of transport infrastructure and border crossing points across the state border in the technical aspects;
- · Improve control over delivery of goods;
- · Stimulate the attraction of additional transit cargo.

TRACECA corridor is competing with transport corridor going through Russia in the east west direction. In the recent years, large amount of Cargo has been flowing along routes away from Ukraine. Progressive measures based on understanding of the market characteristics could help restore the declining market share and possibly revert the negative trend. The actions required are mostly of low cost comprising mainly policy and regulatory measures.

Non-physical barriers and uncertainty are the easiest to improve without major investments by administrative reforms and will ultimately target:

- Predictability of time and costs at border crossing including land and maritime borders
- Overdue improvements of transit documentation to compatibility with European Standards

Ukraine has introduced a new Customs Code which the importers as well as the freight forwarding and customs' brokerage industry appreciate being more workable than the previous one. Still further alignment is needed for example the implementation of NCTS documentation system

The other factors needed are consistent transport policy and action planning to align the transport investments in Ukraine with the overall national strategy.

Ukraine and the EU agreed that the appropriate trade and customs should be stable and comprehensive and proportionate, transparent and contemplated vigils , non-discriminatory , impartial and applied equally and efficiently. Ukraine also has made a commitment to gradually approaching

according to the specified schedule and list of EU legal acts, their customs legislation to the EU acquis.

The parties also considered the relevant provisions on cooperation to technical assistance for capacity building and facilitating Reforms in this area.

According to the Association Agreement, Ukraine must take steps to progressively achieve compliance with EU technical regulations, procedures, European standardization, metrology, accreditation and conformity assessment system and market surveillance and implement the principles and practices embodied in the relevant regulations and EU directives.

For improving efficiency of transit potential Ukraine should also to develop a public-private partnership (PPP). Public-private partnership is the scheme of cooperation between the State and business designed for infrastructure. sector. The transport sector is a priority target for PPP projects in the region, and is likely to remain so for the foreseeable future, particularly in terms of deal value.

While understanding that Ukraine may still have a chance to stop the loss of transit traffic and claim a role in transit shares improving its ports utilisation; the concerns remains valid, if Ukraine is determined to do the necessary steps.

- 1) http://www.ukrstat.gov.ua/operativ/operativ2013/tz/tranz/tranz_u/tranz0213_u.htm
- 2) TRACECA IGC Strategy
- 3) Seeto, South East Europe Core regional Network Development Plan. Five year Multi Annual Plan, December 2009
- 4) Cees J. Ruijgrok, Lori A. Tavasszy. The Development of International Freight Transport in Europe as a Result of Developments in International Trade and Logistics.
- 5) TRACECA LOGMOS report, 2013
- 6) World bank Logistics performance index, 2012
- 7) Dr. Hamed IDEA PROJECT Working Paper
- 8) Becker, G.S. (1965) A theory of the allocation of time, in: Economic Journal, Vol. 75 (3), Pages 493-517
- 9) Technical Assistance project reports Transport dialogue and interoperability between the EU and its neighboring countries and Central Asian countries, 2009-2012

Др. Хамед А., Гасуха Л. Використання транзитного потенціалу України. Транспортні коридори та наближення до ЄС. Міжнародні перевезення є зростаючим сегментом ринку, що сприяє економічному зростанню. Різні маршрути конкурують за залучення трафіку уздовж транспортних коридорів та отримання пов'язаної з цим вигоди. Ця стаття зосереджена на аналізі використання ТРАСЕКА (транспортний коридор Європа - Кавказ- Азія) як стимулятора зростаючого транзитного потенціалу України, зокрема вантажного мультимодального транспорту. Показано переваги і слабкі сторони сегментів коридору, а також рівень конкуренції з альтернативними маршрутами.

З акцентом на український сегмент коридору, практичний підхід пропонує виправити тенденцію до зменшення транзитних перевезень і спробувати відновити позитивну динаміку транзитного ринку для України, особливо з використанням транспортного співробітництва між Україною та ЄС.

Угода про асоціацію Україна-Європейський Союз може зробити істотний внесок у прокладання шляхів ліквідації транзитних вузьких місць, особливо нефізичних бар'єрів і забезпечуватиме більшу привабливість потоків через українські транспортні коридори.

Ключові слова: Угода про асоціацію Україна-ЄС, міжнародні автоперевезення, транзит вантажів, коридор ТРАСЕКА, привабливість індексу, Інвестиційний Форум, державно-приватне партнерство.

Др. Хамед А., Гасуха Л. Использование транзитного потенциала Украины. Транспортные коридоры и приближение к ЕС. Международные перевозки являются возрастающим сегментом рынка, что способствует экономическому росту. Различные маршруты конкурируют за привлечение трафика вдоль транспортных коридоров и получения связанной с этим выгоды. Эта статья сосредоточена на анализе использования ТРАСЕКА (транспортный коридор Европа-Кавказ-Азия) как стимулятора возрастающего транзитного потенциала Украины, в частности грузового мультимодального транспорта. Показаны преимущества и слабые стороны сегментов коридора, а также уровень конкуренции с альтернативными маршрутами.

С упором на украинский сегмент коридора, практический подход предлагает исправить тенденцию уменьшения транзитных перевозок и попытаться восстановить положительную динамику в транзитном рынке для Украины, особенно с использованием транспортного сотрудничества между Украиной и ЕС.

Соглашение об ассоциации Украина-ЕС может внести существенный вклад в налаживании путей ликвидации транзитных узких мест, особенно нефизических барьеров и обеспечит большую привлекательность потоков через украинские транспортные коридоры.

Ключевые слова: Соглашение об ассоциации Украина-ЕС, международные автоперевозки, транзит грузов, коридор ТРАСЕКА, привлекательность индекса, Инвестиционный Форум, государственно-частное партнерство.

Стаття надійшла в редакцію 12.05.2014р.

THE STATE OF ROAD TRANSPORT SAFETY IN POLAND, SLOVAKIA AND UKRAINE

Caban Jacek*, Drożdźiel Paweł*, Krzywonos Leszek*, Liščák Štefán**

* *Lublin University of Technology, Lublin, Poland*

** *University of Žilina, Žilina, Slovakia*

The article presents a comparative analysis of the state of road transport safety in Poland, Slovakia and Ukraine. According to the intention introduced in the White Paper on Transport, in the European Union are taken initiatives to improve transport safety and to reduce the number of road fatalities. The article presents an analysis of the state of road transport safety in Poland, Slovakia and Ukraine on the basis of reports and statements of the relevant state bodies. The paper presents the differences on road transport safety, its structure in these countries as well as selected aspects of improvement of road transport safety.

Keywords: road transport safety, road fatalities.

Introduction

Transport understood as intended movement of people and cargoes is necessary for the functioning of society [5]. Mobility is vital for the internal market and for the quality of life of citizens, but road accidents are a serious social problem. For the solution are important implemented: new technologies in vehicles and transport infrastructure, better education and training systems as well as safety equipment.

Transport enables economic growth and job creation: it must be sustainable in the light of the new challenges we face [11]. Transport is global, so effective action requires strong international cooperation [11]. Road safety should be connected with the international safety transport systems on European roads. Road safety is a phenomenon that the general public gets to consciousness only in the case of road accident. The social and economic cost of these road accidents is huge.

Safety in transport brings together many fields of science. The science of safety concerns many manifestations of human activity and is continuously developed by them. It takes into account, among other:

- technical issues concerning the construction of means of transport,
- issues in the field of psychology,
- issues of biomechanics and medicine,
- the conditions for road infrastructure, and many others.

Today's vehicles have different types of active and passive safety systems, as well as electrical driver assistance system [13]. In many cases, drivers forget that safety systems are only the driver's support in decision-making. The driver must continue to think and to make appropriate decisions on the basis of observations on the driving situation. Detailed analysis of past accidents, their causes, effects and consequences of risk provide information on the state road transport safety [1]. In accordance with the intent outlined in the White Paper on Transport, in the European Union are taken initiatives for improving the level of transport safety and the reduction of the number of fatalities [6].

A lot of scientific papers is related to transport safety [4, 5, 9, 10, 11, 13]. The authors in their works [1, 2, 3] also attempted analysis of road safety in its various aspects. This article presents a comparative analysis of indicators of road safety in Poland, Slovakia and Ukraine.

Country identification

The intensity of vehicle transport across the borders of comparable countries leads to changes in road safety. In order to better understand the safety is needed the identification of basic parameters that characterise the given country. In Table 1 are presented parameters characterizing analyzed countries.

Table 3.

Characteristic parameters of the countries, sources: [4, 12, 14, 15, 17]

	Poland (PL)	Slovakia (SK)	Ukraine (UA)
Land area [km ²]	312,679	49,037	603,700
Population [mln]	38.5	5.4	45.9
Density of population [person/km ²]	123.2	110.2	76.0
Total road length [km]	389,700	45,340	169,648
Density of road [km/km ²]	1.3	0.9	0.28
Number of passenger cars	18,744,412	1,749,271	3,343,659

The road network of the compared countries shows a significant variation both in terms of length and density of the different types of roads, as well as of their quality [9]. It is expressed in the total road density indicators presented in Figure 1. The road density indicator is particularly low in Ukraine – 0.28 km/km² and Belarus – 0.45 km/km². Density of the road network in Poland is 1.3 km/km², while in Slovakia 0.9 km/km². Imbalances in the structure of roads have an impact on road safety [9].

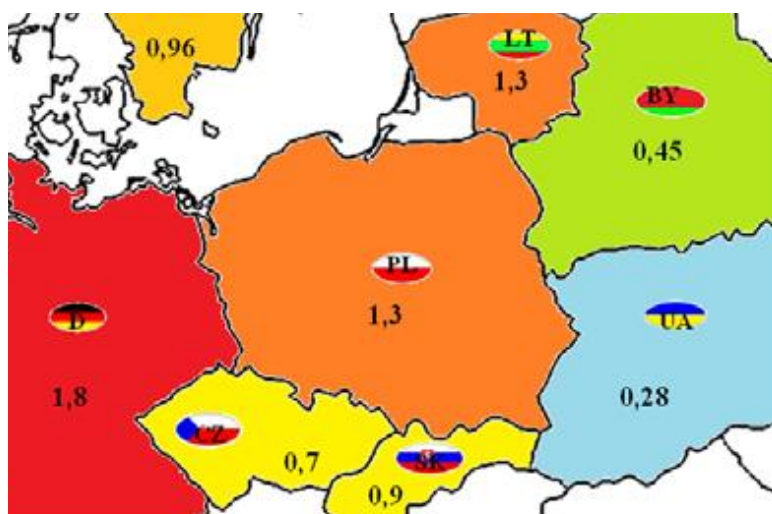


Fig. 1. Density of total road network (km/km²) of the analyzed countries in 2009

The state of road transport safety

In 2010, the UN General Assembly adopted a resolution on the action plan of all countries to improve road safety [7]. The recommendations were contained in the document of the Global Plan for the Decade of Action for Road Safety 2011-2020 [16]. The latest, fourth European Action Programme for Road Safety of European Union puts ambitious target – to halve the number of fatalities in road accidents over the next decade [8]. The main causes of accidents caused by drivers of passenger cars are invariable (according to the order of events) [8]:

1. speed – excessive or unsuitable to the conditions of the road,
2. not yielding the right of way,
3. not maintaining safe distance between vehicles,
4. incorrect behaviour toward pedestrians.

In the Table 2 are presented the statistical data of the number of traffic accidents, victims and injured in the analyzed countries (Poland (PL), Slovakia (SK), Ukraine (UA)) in years 2001 ÷ 2012.

Table 4.

Statistical data of the number of traffic accidents, victims and injured, sources: [7, 8, 14, 15, 17]

Year	Poland (PL)			Slovakia (SK)			Ukraine (UA)		
	Accidents	Killed	Injured	Accidents	Killed	Injured	Accidents	Killed	Injured
2001	53799	5534	68194	57258	614	10839	34541	5984	38196
2002	53559	5827	67498	57060	610	10263	34488	5982	37916
2003	51078	5640	63900	60304	645	11321	42409	7149	47458
2004	51069	5712	64661	61233	603	11190	45592	6966	53638
2005	48100	5444	61191	59991	560	10490	46485	7229	55999
2006	46876	5243	59123	62040	579	10692	49491	7592	60018
2007	49536	5583	63224	61071	627	11310	63554	9574	78528
2008	49054	5437	62097	59008	558	11040	51279	7718	63254
2009	44196	4572	56028	25989	347	8534	37049	5348	45675
2010	38832	3907	48952	21595	345	8140	31914	4875	38975
2011	40065	4189	49501	15001	324	7057	31281	4908	38178
2012	37046	3571	45792	13936	296	6422	30660	5094	37503
Total	563210	60659	710161	554486	6108	117298	498743	78419	595338

The Figure 2 presents the statistical data of the number of traffic accidents, victims and injured in the analyzed countries (Poland, Slovakia, Ukraine) in years 2001 ÷ 2012.

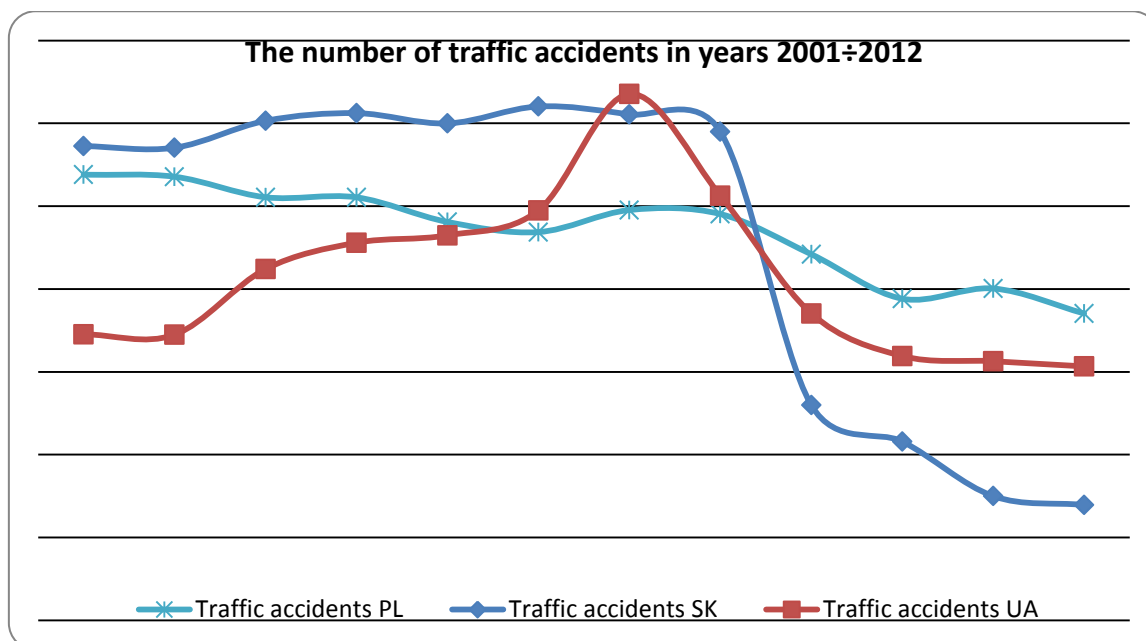


Fig. 2. Change in the number of traffic accidents in the analyzed countries in years 2001 ÷ 2012

Clearly visible is the decrease in road accidents in 2007 and 2008 in Slovakia and Ukraine (Fig. 2). The situation in Ukraine is slightly different than in the other countries analyzed. After an increase in number of accidents from 2001 to 2007, in 2008 there has been a decline in the number of accidents, which remains and is the lowest for 10 years. In Poland, however you can see a clear systematic downward trend of number of road accidents during the whole period considered.

In Figure 3 is presented comparison of the number of traffic accidents and victims of traffic accidents (killed), in the analyzed countries in years 2001 ÷ 2012 expressed as the number of people.

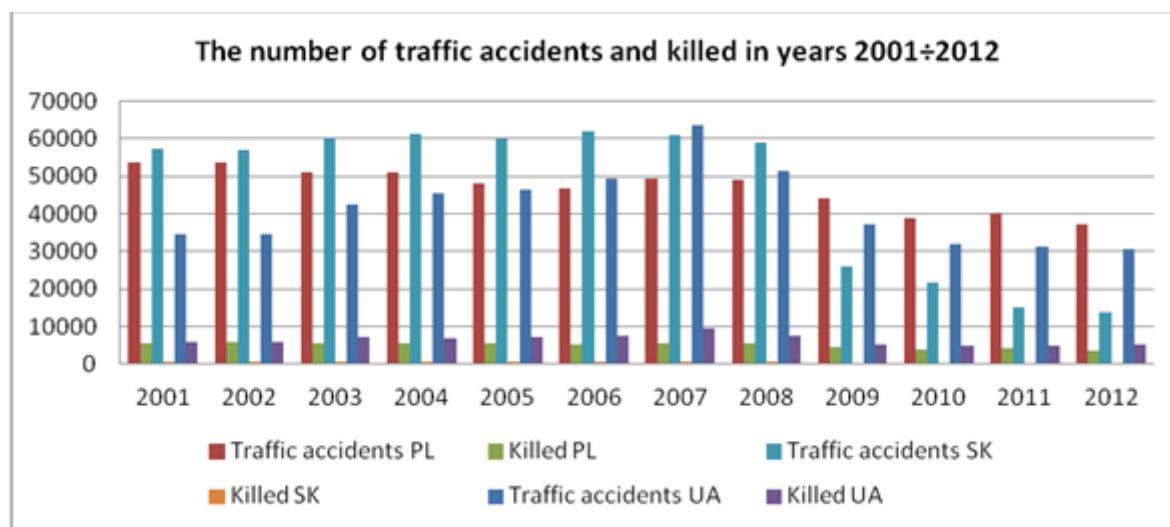


Fig. 3. Comparison of the number of traffic accidents and number of killed in traffic accidents, in the analyzed countries in years 2001 ÷ 2012 (persons)

By analysing a chart in Figure 3 is visible that in recent years there has been a decline in number of victims caused by fewer accidents on the road. The largest number of victims of road accidents is in Ukraine, although the number of accidents is less than, for example, in Poland. In 2012 in Ukraine was 30,660 accidents, in which 5,094 people were killed. During the same period in Poland were 37,046 road traffic accidents, in which 3,571 people were killed. However, in Slovakia in 2012 were 13,936 accidents in which 296 people were killed. It should be noted that the reduction in the number of road accident

victims has been declining since 2008, previously the number of victims, in particular in Ukraine, had an increasing trend. In Poland, the number of victims ranged within 5,500 victims.

In Figure 4 is presented comparison of the number of traffic accidents and victims of traffic accidents, in the analyzed countries in years 2001 ÷ 2012 expressed as the number of people.

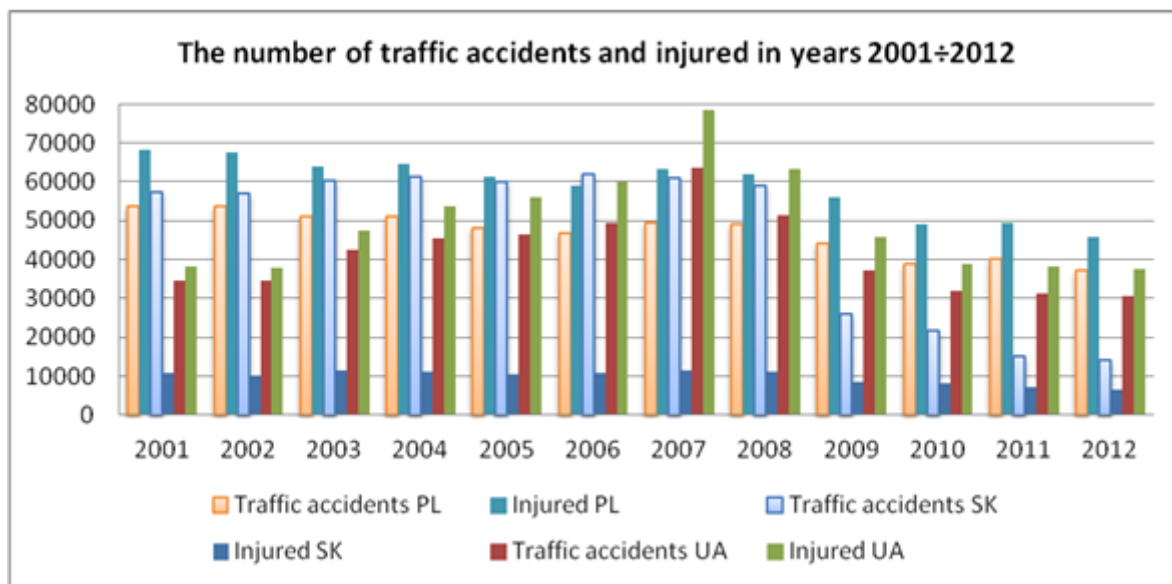


Fig. 4. Comparison of the number of traffic accidents and injured of traffic accidents, in the analyzed countries in years 2001 ÷ 2012 (persons)

Analyzing the graph in Figure 4 it is clear that in Poland and Ukraine the number of injured in the road accidents is far greater than the number of the accidents over the entire analyzed period of time. In contrast to these countries is the situation in Slovakia where the number of injuries is several times less than the number of accidents and in the last three years is less than half.

Conclusion

Consequence of the increased number of vehicles on the road is the occurrence of the risks associated with their use. As shown, road transport is the cause of collisions, accidents and deaths as a result of their consequences, and a large number of injured [1].

The analysis shows that the actions taken to improve the level of safety on the road over the years bring results in the form of a smaller number of accidents and their victims [3]. Road safety in all compared countries improves. Significantly lower number of accidents and their consequences on the background of compared countries is in Slovakia, especially in the last three years during the period considered.

The steepest decline in the number of accidents occur in Slovakia and Poland, where in 2012 compared to 2001, the number of accidents decreased by 75.67 % and 31.14 %. In Ukraine this ratio is smaller and amounts to 21.34 %.

In the period 2001 ÷ 2012 among the analyzed countries in Poland has been the largest number of accidents – 563,210, then in Slovakia 554,486 traffic accidents and the lower number in Ukraine – 498,743 accidents.

At that time the greatest severity of accidents, expressed as the number of killed in road accidents occurs in Ukraine – 78,419. In Poland at the time were 60,659 and in Slovakia 6,108 people killed in road accidents.

The largest number of injuries in road traffic accidents occurred in Poland – 710,161 people. Then in Ukraine 595,338 people were injured and in Slovakia 117,298 people were injured.

Complexity of the issue of road safety does not allow for a holistic treatment in a short article. Therefore, further analysis of selected issues of transport safety is justified.

1. Caban J., Drożdźiel P., Liščák S.: Wybrane aspekty stanu bezpieczeństwa w transporcie drogowym. Proceedings of the Institute of Vehicles No. 3(89)/2012, Warsaw University of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, pp. 13-19.
2. Caban J., Grygiel D., Komsta H.: Bezpieczeństwo w transporcie kolejowym i drogowym. Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe No. 3/2013, pp. 1151-1158.

3. Caban J., Vrábel J., Drożdziel P.: Stan bezpieczeństwa transportu drogowego w Polsce i na Słowacji w porównaniu z innymi krajami UE. *Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe* No. 3/2013, pp. 1129-1138.
4. Gnap J., Konečný V., Šimková I.: The development of numbers and structures of vehicles in slovak republic. *Doprava a spoje: internetový časopis Žilínska Univerzita*, No 2, 2012, pp. 89-98.
5. Krystek R.: (editor) *An integrated systems of transport safety*, Synthesis. WKiŁ, Warsaw 2012.
6. Merkisz J., Tarkowski S.: Wybrane aspekty wykorzystania pokładowych urządzeń rejestrujących w pojazdach samochodowych. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance And Reliability*, No 2, 2011, pp. 50-58.
7. *Narodowy Program Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego 2013-2020*. Krajowa Rada Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego, Warszawa, 2013, (in PDF).
8. *Raport. Stan bezpieczeństwa ruchu drogowego. Działania realizowane w zakresie bezpieczeństwa ruchu drogowego w 2011 roku oraz rekomendacje na rok 2012*. Krajowa Rada Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego, Ministerstwo Infrastruktury, Warszawa, 2012. (in PDF).
9. Szczęsny P., Rymarz J.: The Correlation of chosen road traffic safety indicators in Poland and closely located countries. (in Polish). *Technical Transactions, Mechanics*, 5-M/2012, Issue 10, pp.153-162.
10. Szczęsny P., Rymarz J.: Wskaźniki bezpieczeństwa ruchu drogowego w Polsce i krajach sąsiednich. *Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe* No. 4/2012, pp. 171-178.
11. Šukalová V., Ceniga P.: Current Problems Of Road Transport Safety In Slovak Republik. *Technika Transportu Szynowego*, TTS No. 9/2012 pp. 2925-2933.
12. *Transport Activity Results in 2012. Statistical Information and Elaborations*, Central Statistical Office. Warsaw 2013.
13. Vrábel J., Šarkan B.: The option of decreasing cost by advisable care of tyres. *Doprava a spoje: internetový časopis Žilínska Univerzita*, No. 2, 2012, pp. 442-449.
14. <http://stat.gov.pl/>
15. <http://www.becep.sk/statistiky/35/nehodovost-v-eu>
16. http://www.who.int/roadsafety/decade_of_action/plan/plan_english.pdf
17. <http://www.ukrstat.gov.ua/>

Кабан Я., Дроздель П., Крживонос Л., Лищак Ш. Стан безпеки дорожнього руху в Польщі, Словаччині та Україні. У статті представлений порівняльний аналіз стану безпеки дорожнього руху в Польщі, Словаччині та Україні. Аналіз стану безпеки дорожнього руху проведений на основі звітів і публікацій відповідних державних органів. У роботі представлені відмінності організації безпеки дорожнього руху в цих країнах. Розглянуто окремі аспекти підвищення безпеки автомобільних перевезень.

Ключові слова: безпека дорожнього руху, дорожньо-транспортні пригоди, смертельні випадки.

Кабан Я., Дроздель П., Крживонос Л., Лищак Ш. Состояние безопасности дорожного движения в Польше, Словакии и Украине. В статье представлен сравнительный анализ безопасности дорожного движения в Польше, Словакии и Украине. Анализ состояния безопасности дорожного движения проведен на основе отчетов и публикаций соответствующих государственных органов. В работе представлены различия организации безопасности дорожного движения в этих странах. Рассмотрены отдельные аспекты повышения безопасности автомобильных перевозок.

Ключевые слова: безопасность дорожного движения, дорожно-транспортные происшествия, смертельные случаи.

Стаття надійшла в редакцію 19.05.2014р.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГРАНИЧНЫХ СЛОЯХ ТРИБОСИСТЕМ В РЕЖИМЕ ЭЛАСТОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Аксенов А.Ф., Стельмах Д.А., Стельмах А.У.
Национальный авиационный университет, Украина
 Колесник П.А.
ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

В статье исследуется эластогидродинамическая теория смазки, которая отражает гидродинамические процессы, протекающие в трибоконтакте радиального подшипника скольжения. Изначально при составлении уравнения динамики такой системы рассматривался симметричный контакт с сужающейся конфузурной областью контакта по направлению движения вала, и, после достижения минимального зазора, с расширяющейся диффузорной областью. Нами детально изучалась именно диффузорная область, поскольку там возникает ряд самых неблагоприятных для поверхностей трения процессов и условий, вызванных интенсивным разрежением определенного количества вещества, поступившего из переходной области.

Ключевые слова. Эластогидродинамическая теория смазки, радиальные подшипники скольжения, динамические процессы, трение, диффузорная и конфузурная области контакта, граничные слои

Постановка проблемы. Современная эластогидродинамическая (ЭГД) теория смазки основана на фундаментальных работах О. Рейнольдса, Н.П. Петрова, А. Зоммерфельда и др. [1-2]. При постановке ЭГД-задачи используют общеизвестное дифференциальное уравнение О. Рейнольдса, которое отражает гидродинамические процессы, протекающие в трибоконтакте радиального подшипника скольжения. В своей известной работе «Гидродинамическая теория смазки и ее применение к опытам Тоуэра» О. Рейнольдс подчеркнул несколько весьма важных и со временем упущенных ограничений применимости его теории [2]:

1) теория применима для радиальных подшипников скольжения с минимальным зазором, величина которого не превышает половины разницы радиусов вала и отверстия подшипника, то есть не учитывается упругое деформирование поверхностей под действием осевой нагрузки N ;

2) в подшипнике смазочная среда полностью заполняет зазор и находится в неразрывном жидком состоянии;

3) изначально при составлении уравнения рассматривался симметричный контакт с сужающейся (конфузурной) областью контакта (КО) по направлению движения вала, и, после достижения минимального зазора, с расширяющейся (диффузорной) областью (ДО). Это соответствует реальному подшипнику скольжения. Однако, ряд суждений, основанных на результатах опытов Тоуэра, привел к упрощению постановки задачи, которая сводилась к определению величины избыточного давления во вкладыше, образующем с валом лишь конфузурный зазор [3].

Цель исследования. Используя эластогидродинамическую теорию трения исследовать динамические процессы в граничных слоях трибосистем.

Основные результаты исследования. В современных работах рассматривается также лишь конфузурный участок ЭГД-контакта, где создается избыточное давление в слоях смазки. Поэтому большинство расчетов гидромеханических характеристик (ГМХ) радиальных подшипников скольжения основаны на решениях уравнения О. Рейнольдса [2] относительно функции безразмерных гидродинамических давлений $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}) \quad (1)$$

при граничных условиях Свифта-Штибера (СШ), записанных в виде следующих ограничений функции $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \quad (2)$$

где $\bar{h}, \bar{\rho}, \bar{\mu}_3, \bar{p}, a$, соответственно безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазочной жидкости, гидродинамическое давление, ширина подшипника; φ, \bar{z} –

координаты по углу и ширине подшипника; \bar{p}_a – безразмерное значение атмосферного давления; $\bar{\omega}$ – безразмерное значение относительной угловой скорости вала; τ – безразмерное время.

Альтернативными условиям СШ при решении задач с «абсолютно жестким» подшипником – есть граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО) [2]:

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) &= 0; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \\ \bar{p}(\varphi_{раз}, \bar{z}) &= \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = 0; \quad \bar{p}(\varphi_{вос}, \bar{z}) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

С 1983 года наибольшего признания при решении ЭГД-задачи подшипника скольжения получило обобщенное уравнение Гарольда Элрода [2]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12\bar{\mu}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12\bar{\mu}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta). \quad (4)$$

Здесь учитывается область кавитации путем введения функции степени заполнения зазора $\theta(\varphi, z)$, что обеспечивает выполнение условий неразрывности с помощью функции переключения $g(\theta)$ и $\bar{\beta}$ – безразмерного коэффициента сжимаемости смазочной среды.

Алгоритмы, с помощью которых решается уравнение (4) при граничных условиях ЯФО, носят название «алгоритмов сохранения массы». Безразмерная толщина смазочного слоя подшипника, которая входит в уравнение (2), определяется выражением:

$$\bar{h}(\varphi, \tau, \bar{p}, T) = \bar{h}_{rig}(\varphi, \tau) + \bar{W}(\varphi, \bar{p}, \tau, T), \quad (5)$$

где $\bar{h}_{rig}(\varphi, \tau)$ – безразмерная толщина смазочного слоя в «абсолютно жестком» подшипнике; $\bar{W}(\varphi, \bar{p}, \tau, T)$ – безразмерные упругие перемещения поверхностей подшипника под действием нагрузок; T – тепловые поля вала и подшипника.

Обращает на себя внимание, что в граничных условиях как СФ так и ЯФО давление в граничных слоях всегда больше давления окружающей среды (атмосферного), что не находит своего экспериментального подтверждения прямыми измерениями [4]. Экспериментально в диффузорной области контакта всегда происходит разрежение граничных слоев и нуклеация газовой фазы.

Исходя из ЭГД-теории смазки, при малых нагрузках и достаточно высоких скоростях трение скольжения должно протекать безызносно, то есть без адгезии поверхностей. Это положение не согласуется с практикой и объясняется тем, что реальное разрежение граничных слоев в диффузорной области контакта (ДО) приводит к возникновению условий квазисухого трения: происходит увеличение локальных напряжений и одновременная десорбция граничных слоев. О высокой степени разрежения граничных слоев смазки свидетельствует понижение давления в них, вплоть до давления насыщенных паров даже вакуумного масла ВМ-4 [4], при сверхмалых максимальных контактных напряжениях (до 0,2 МПа) и линейной скорости скольжения (до 0,01 м/с), что обуславливает трение практически сухих поверхностей и их адгезионное изнашивание. С увеличением нагрузки и скорости скольжения, степень разрежения граничных слоев в ДО возрастает пропорционально вплоть до критических значений перехода масла в двухфазную газо-паро-воздушную масляную суспензию в объеме.

В реальном подшипнике скольжения в условиях действия осевой нагрузки N (рис. 1, а) при движении вала в радиальном направлении $[0 \dots \pi \dots 2\pi]$ периодически изменяются величина зазора h и давление в граничных слоях p . Учитывая динамические процессы в граничных слоях смазки, протекающие в каждой зоне трибоконтакта [4], в зависимости от изменения зазора относительно линии центров вала и подшипника dh/dx в радиальном направлении, выделяется шесть характерных областей, принципиально отличающихся по распределению градиентов давления dP/dx в граничных слоях смазки (рис. 1, б):

- I Конфузорная бесконтактная область, где $\sigma = 0$, $dh/dx < 0$ и $dP/dx > 0$;
- II Конфузорная упругодеформированная область, где $\sigma > 0$, $dh/dx < 0$ и $dP/dx > 0$;
- III Переходная область минимального зазора ($\sigma = \sigma_{max}$, $h = h_{min}$ и $dP/dx \approx 0$;

IV Диффузорная упругодеформированная, где $\sigma > 0$, $dh/dx > 0$ и $dP/dx < 0$;

V Диффузорная бесконтактная $\sigma = 0$, $dh/dx > 0$ и $dP/dx < 0$;

VI Переходная область максимального зазора $\sigma = 0$, $h = h_{\max}$ и $dP/dx \approx 0$.

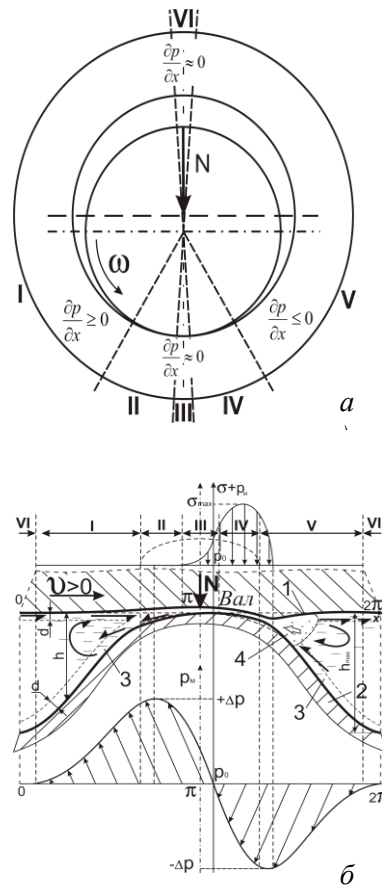


Рис. 1. Шесть характерных областей в радиальном подшипнике скольжения, где в радиальном направлении движения вала изменяются давление в граничных слоях p и величина зазора h (а), и физическая модель подшипника скольжения, образованного поверхностью трения вала 1 (развернуто в плоскость), и подшипника 2, заполненного смазкой с слоями 3 при скольжении, 4 – газ

Именно в диффузорной, IV-й области возникает ряд самых неблагоприятных для поверхностей трения процессов и условий, вызванных интенсивным разрежением определенного количества вещества, поступившего из переходной области III:

- при всестороннем растяжении смазки в диффузорном зазоре возникает дополнительная нагрузка под действием давления окружающей среды, т.е. дополнительное сжатие поверхностей. Это обстоятельство следует учитывать, так как понижение давления в граничных слоях диффузорной области приводит к увеличению дополнительной нагрузки прижатия поверхностей до десятков и сотен МПа, так как давление насыщенных паров масел, например ИПМ-10, составляет 10^{-5} Па;

- давление в смазочном слое понижается до значений порога кавитации. Это явление следует рассматривать как трибокавитацию, принципиально отличающуюся от известной гидравлической и акустической;

- в этой области смазка представляет собой тонкие мультимолекулярные слои на поверхностях трения, разделенных газо-паровоздушной полостью разрежения, обуславливающего их физическую десорбцию.

Экспериментальные качественные соотношения параметров ЭГД трибоконтакта в характерных областях радиального подшипника скольжения (табл. 1) позволили предложить новый дифференцированный подход при теоретическом определении ГМХ подшипников.

Экспериментальные качественные соотношения параметров в характерных областях радиального подшипника скольжения

Конфузорные области		Переходные области		Диффузорные области	
I (КО I)	II (КО II)	III (ПО III)	VI (ПО VI)	IV (ДО IV)	V (ДО IV)
<i>Напряжения σ сжатых силой N идеальных поверхностей в линейном контакте шириной b на воздухе по Г.Герцу в статике, [МПа]</i>					
$\sigma \approx p_0$	$\sigma \approx p_0$	$(\sigma - p_0)^2 / \sigma_{\max}^2 + x^2 / b^2 = 1$	$\sigma \approx p_0$	$\sigma \approx p_0$	$\sigma \approx p_0$
<i>Давление в граничных слоях p^M по оси действия нагрузки N в статике, Н</i>					
$p^M \approx p_0$	$p^M \approx p_0$	$p^M \approx \sigma + p_0$	$p^M \approx p_0$	$p^M \approx p_0$	$p^M \approx p_0$
<i>Объемное давление масла в граничных слоях p при трении идеально гладких поверхностей, [Па]</i>					
$p > p_0$	$p > p_0$	$p \approx p_0$	$p \approx p_0$	$p < p_0$	$p < p_0$
<i>Градиент давления в смазочных слоях dp/dx [Па/м]</i>					
$dp/dx > 0$	$dp/dx > 0$	$dp/dx \approx 0$	$dp/dx \approx 0$	$dp/dx < 0$	$dp/dx < 0$
<i>Ускорение граничных слоев вала dv/dt, [м/с²]</i>					
$dv/dt \approx 0$	$dv/dt < 0$	$dv/dt \approx 0$	$dv/dt \approx 0$	$dv/dt > 0$	$dv/dt \approx 0$
<i>Плотность смазочной среды ρ, [кг/м³]</i>					
$\rho \approx \rho_0$	$\rho > \rho_0$	$\rho \approx \rho_0$	$\rho > \rho_0$	$\rho \ll \rho_0$	$\rho < \rho_0$
<i>Температура T, °C</i>					
$dT/dx > 0$	$dT/dx \gg 0$	$dT/dx \approx 0$	$dT/dx \approx 0$	$dT/dx \ll 0$	$dT/dx < 0$

Выводы. Таким образом, ЭГД задача с учетом динамических процессов, протекающие в граничных слоях сводится к определению доминирующих параметров трибосистемы, обуславливающих возникновение условий квазисухого трения и изнашивания поверхностей, а именно: степень разрежения, величина дополнительной нагрузки и плотность граничных слоев.

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472 с.
2. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин М.: М., 1976 – 304 с.
3. Стельмах А.У. Возникновение контактных струйных течений в условиях граничной смазки и механизм их образования. Нац. авиац. ун-т. – Киев, 2009. – Рус. Деп. В ГНТБ Украины 14.04.09, №20 – Ук 2009. – 43 с.
4. Стельмах А.У. Экспериментальное исследование динамики течений граничных слоев смазки в контакте скольжения // Вопросы химии и химической технологии. – 2010. – №5. – С.147-155.

A.F. Aksenov, D.A. Stelmach, A.U. Stelmach, P.A. Kolesnik. Dynamic processes in the boundary layers tribosystems mode elasto-hydrodynamic friction. The article considers elasto-hydrodynamic lubrication theory, which reflects the hydrodynamic processes in tribocontacts radial bearings. In the bar embodiment theory is applicable for radial sliding bearings with minimum clearance, the value of which does not exceed half of the difference of the radii of the shaft and the bearing bore. Under such conditions, the lubricant in the bearing completely fills the gap and is inseparable liquid state.

Initially, when the equation of contact with treated symmetrically tapered confusor contact area in the direction of movement of the shaft, and, after reaching the minimum gap with the expanding diffusion region. This corresponds to the actual bearings. However, a number of judgments based on the results of experiments Touera led to simplify formulation of the problem, which was reduced to the determination of the amount of excess pressure in the liner forming the shaft only confusor gap.

However, according to the results of our experiments, it is in the diffuser region, a number of the most unfavorable for the friction surface processes and conditions caused by intense suction certain amount of material delivered from the transition region. Thus, elasto-hydrodynamic problem with the dynamic processes occurring in the boundary layers is reduced to the determination of the dominant parameters tribosystem causing occurrence conditions kvazisuhoogo friction and wear surfaces, namely, the vacuum degree, the value of the additional load and the density of the boundary layers.

Аксенов А.Ф., Стельмах Д.А., Стельмах О.У., Колесник П.О. Динамічні процеси в граничних шарах трибосистем в режимі еластогідродинамічного тертя. У статті досліджується еластогідродинамічна теорія мащення, яка відображає гідродинамічні процеси, що протікають в трибоконтакті радіального підшипника ковзання. Спочатку при складанні рівняння динаміки такої системи розглядався симетричний контакт з конфузornoю областю контакту (яка звужується) по напрямку руху вала, і, після досягнення мінімального зазору, з дифузornoю областю (яка розширюється). Нами детально вивчалася саме дифузorna область, оскільки там виникає ряд найбільш несприятливих для поверхонь тертя процесів і умов, викликаних інтенсивним розрідженням певної кількості речовини, що надійшла з перехідної області.

Стаття надійшла в редакцію 07.05.2014р.

ДЕМПФИРОВАНИЕ В ТРЕХСЛОЙНЫХ КОМПОЗИТНЫХ БАЛКАХ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ ИЗГИБЕ

И.Б. Бутитер, Б.М. Дивеев, И.С. Когут, М.М. Николишин
Національний університет «Львівська Політехніка»

Представлена теория изгиба слоистого пакета. Теоретическая модель учитывает сдвиговые, нормальные деформации и напряжения. Детально рассматривается распределение напряжений в трехслойной балке при разных частотах колебаний. Проводится оценка демпфирующих свойств в частотной области. Представлены экспериментальные результаты для стальной балки с мягкими лицевыми слоями.

Ключевые слова: трехслойная балка, композит, изгиб, колебания, демпфирование, частота.

Введение. Слоистые композитные тонкостенные элементы находят все большее применение в конструкциях современных объектов. По сравнению с изотропными металлическими однослойными пластинами, оболочками они владеют более сложными свойствами, которые позволяют эффективнее их использовать. Важным является прогнозирование динамических характеристик такого рода элементов, в частности величины рассеяния энергии – демпфирования.

На данное время продолжают интенсивно разрабатываться разнообразные подходы к моделированию такого рода конструкций. Сравнительный анализ теорий слоистых элементов при разных условиях нагружения приведен в работах [1,2]. Для исследования динамики тонкостенных элементов применяются теории все более высокого порядка [2–7]. Важной задачей является определение демпфирующих свойств элементов конструкций, в частности тонкостенных слоистых элементов. Это связано со все более частым применением такого рода элементов в аэрокосмической технике, машиностроении, строительстве. Обзор работ по определению демпфирующих свойств тонкостенных элементов типа сэндвич приведен в [8]. В данной работе используется адаптивный алгоритм на основе обобщенных кинематических аппроксимаций и классического метода Галеркина для системы уравнений линейной теории упругости [9–14]. Рассмотрены схемы упруго зажатой слоистой балки-консоли и свободно опертой балки.

Постановка задачи. Рассмотрим следующие кинематические аппроксимации ($U = U_e \cup U_d$) для симметричной трехслойной балки длины L и толщины $2H_p$ (рис. 1) при трехточечном изгибе [10]:

$$\begin{aligned}
 u &= \sum_{i,k} u_{ik}^e z^{2i-1} \phi_k(x), & u &= \sum_{i,k} u_{ik}^d (z-H)^i \phi_k(x), \\
 w &= \sum_{i,k} w_{ik}^e z^{2i-2} \gamma_k(x), & w &= \sum_{i,k} w_{ik}^d (z-H)^i \gamma_k(x), \\
 U_e &\begin{cases} 0 < z < H, \\ 0 < x < L, \end{cases} & U_d &\begin{cases} H < z < H_p, \\ 0 < x < L \end{cases}
 \end{aligned} \tag{1}$$

где u, w – тангенциальные и нормальные перемещения слоев соответственно; $u_{ik}^e, w_{ik}^e, u_{ik}^d, w_{ik}^d$ – неизвестные величины; $\phi_k(x)$ и $\gamma_k(x)$ – известные координатные функции, зависящие от граничных условий на краях балки.

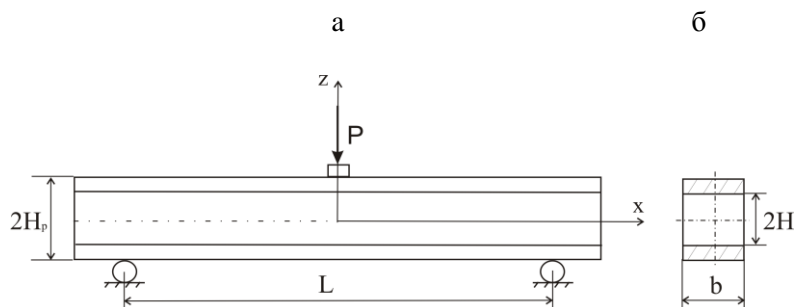


Рис. 1. Схема нагружения (а) и сечение трехслойной балки (б)

Предполагаем, что материал слоев балки анизотропный с коэффициентами жесткости C_{xx} , C_{xz} , C_{zz} и G_{xz} , которые соответствуют закону Гука

$$\sigma_{xx} = C_{xx} \varepsilon_{xx} + C_{xz} \varepsilon_{zz}, \quad \sigma_{zz} = C_{xz} \varepsilon_{xx} + C_{zz} \varepsilon_{zz}, \quad \tau_{xz} = G_{xz} \gamma_{xz}. \quad (2)$$

В случае плоского изгиба коэффициенты жесткости материала слоев можно выразить через технические константы

$$C_{xx} = \frac{E_1}{1 - \nu^2 E_2/E_1}, \quad C_{zz} = \frac{E_2}{1 - \nu^2 E_2/E_1}, \quad C_{xz} = \frac{\nu E_1}{1 - \nu^2 E_2/E_1}, \quad G_{xz} = G$$

Подставив кинематические аппроксимаций (1) и соотношения (2) в вариационное уравнение Гамильтона-Остроградского

$$\int_{t_1}^{t_2} \left(\int_V (\sigma_{xx} \delta \varepsilon_{xx} + \sigma_{zz} \delta \varepsilon_{zz} + \tau_{xz} \delta \varepsilon_{xz} - \rho \frac{\partial u}{\partial t} \delta \frac{\partial u}{\partial t} - \rho \frac{\partial w}{\partial t} \delta \frac{\partial w}{\partial t}) dV + \int_{S_k} kU \delta U dS - \int_{S_p} P \delta U dS \right) dt = 0, \quad (3)$$

и при этом используя метод Галеркина для установившихся колебаний

$$u_{ik}^e = \bar{u}_{ik}^e e^{i\omega t}, \quad w_{ik}^e = \bar{w}_{ik}^e e^{i\omega t}, \quad u_{ik}^d = \bar{u}_{ik}^d e^{i\omega t}, \quad w_{ik}^d = \bar{w}_{ik}^d e^{i\omega t}$$

получаем систему линейных алгебраических уравнений для определения амплитуд [11]

$$-\omega^2 [M] \bar{U} + i\omega [C] \bar{U} + [K] \bar{U} = \bar{p}. \quad (4)$$

Здесь V – объем балки; S_k – поверхность упругого закрепления; S_p – поверхность с известными усилиями; $[A]$ – блочная матрица жесткости, определяемая двойным интегрированием по толщине и длине балки; \bar{U} , \bar{p} – вектора амплитуд перемещений и нагрузки; $[M]$ – матрица масс; $[C]$ – матрица вязкоупругого демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $[t_1, t_2]$ – временной интервал; ω – круговая частота колебаний. Верхний индекс T обозначает транспонирование.

Для большего числа слоев балки аналогично (1) кинематические аппроксимации можно представить в следующем виде

$$u = \sum_{i,k} u_{ik}^{(n)} (z - H^{(n-1)})^i \phi_k(x),$$

$$w = \sum_{i,k} w_{ik}^{(n)} (z - H^{(n-1)})^i z_k(x), \quad (5)$$

$$U_d^{(n)} = \begin{cases} H^{(n-1)} < z < H^{(n)}, \\ 0 < x < L, \\ n = 1, \dots, N. \end{cases}$$

Здесь $H^{(n)} - H^{(n-1)} = H_n$, $H^{(0)} = 0$, $H^{(1)} = H_1 = H$, $H^{(N)} = H_N$. Заметим, что значения $N=1$, $N=2$ и $N=3$ соответствуют случаям одно-, трех- и пятислойной балок симметричной конструкции соответственно.

В рамках расчетной модели (1)–(5) рассмотрим влияние демпфирующей прослойки на демпфирование в пакете (рис.1). Используем для этого матрицу жесткости K решающей системы уравнений (4). Суммарное демпфирование будет

$$\eta = \frac{\eta_1 [q_1]^T [K_1] [q_1] + \eta_2 [q_2]^T [K_2] [q_2] + \dots + \eta_N [q_N]^T [K_N] [q_N]}{[q]^T [K] [q]}. \quad (6)$$

Здесь $[K_i]$ – компоненты матрицы жесткости i -й прослойки, η_i – демпфирование в i -й прослойке, $[q]$ – вектор решения, T – индекс транспонирования. Считаем, обычно, что матрица демпфирования пропорциональна матрице жесткости $C_i = \eta_i [K_i]$.

Численные примеры. На рис. 2 (верхние кривые) показано отношение демпфирования D_F в сэндвиче в целом к демпфированию D_S в его мягких слоях для свободно опертой центрально нагруженной симметричной трехслойной балки с мягким демпфирующим ядром. Демпфированием в лицевых слоях пренебрегаем ($\eta_i = 0, i \neq 1$). Были использованы различного порядка аппроксимации по толщине каждого слоя. Продольные координатные функции задавались в виде $\phi_k(x) = \sin\left(\frac{(2k-1)\pi x}{2L}\right)$, $\gamma_k(x) = \cos\left(\frac{(2k-1)\pi x}{2L}\right)$ для сэндвича со следующими геометрическими и механическими параметрами: длина балки $L = 0.2$ м, толщина ядра $H = 0.030$ м; модули упругости и плотность ядра $C_{xx} = 180$ МПа, $C_{zz} = 150$ МПа, $G = 40$ МПа, $C_{xz} = 75$ МПа ($\nu = 0.3$), плотность $\rho = 2400$ кг/м³; толщины лицевых слоев $H_p = H = 0.002$ м, модули упругости и плотность лицевых слоев $C_{xx} = 5400$ МПа, $C_{zz} = 750$ МПа, $G = 200$ МПа, $C_{xz} = 375$ МПа, $\rho = 240$ кг/м³. На рис. 2 (нижние кривые) приведены также соответствующие амплитудно-частотные характеристики (АЧХ). Показано влияние порядка аппроксимации (количества членов разложения (1) по нормали) на решение. Как видно из рис. 2а, для точного решения достаточно ограничиться четырьмя членами аппроксимации в нормальном направлении.

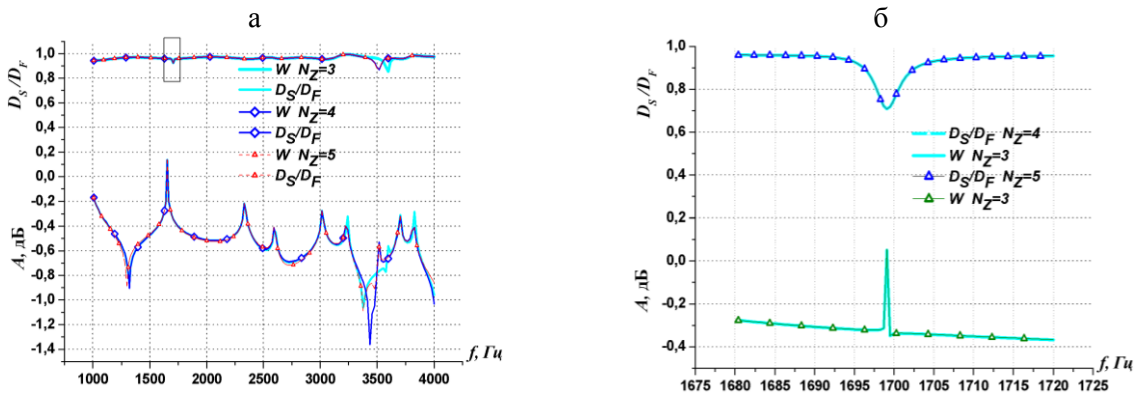


Рис. 2. АЧХ и относительное демпфирование (D_S/D_f) симметричной трехслойной балки с мягким ядром: (а) – в широком частотном диапазоне; (б) – в области флуктуаций.

На рис. 3 показаны эти же величины для балки с мягкими демпфирующими лицевыми слоями ($\eta_i = 0, i = 1$). Здесь толщина ядра $H = 0.008$ м, толщина лицевых слоев $H = 0.016$ м. Механические характеристики слоев принимались такими же, как и выше для сэндвича.

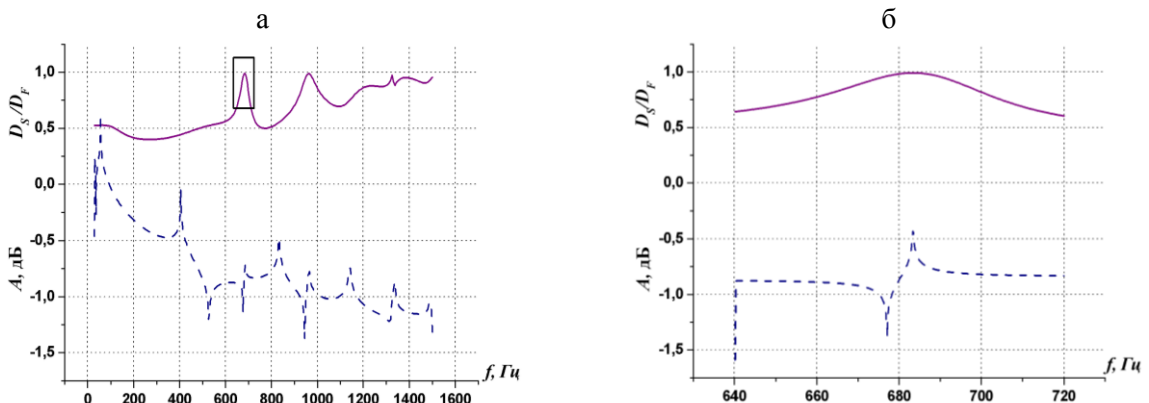


Рис. 3. АЧХ и относительное демпфирование (D_s/D_f) симметричной трехслойной балки с мягкими внешними слоями: (а) – в широком частотном диапазоне; (б) – в области флуктуаций

На рис. 2,3 можно заметить значительные флуктуации демпфирования (обведенные прямоугольником). В первом случае резкое падение, во втором – значительный рост. Это объясняется изменением распределения напряжений по толщине пакета для разных частот. Проиллюстрируем это на примере симметричной трехслойной балки с мягкими демпфирующими лицевыми слоями (рис. 4,5).

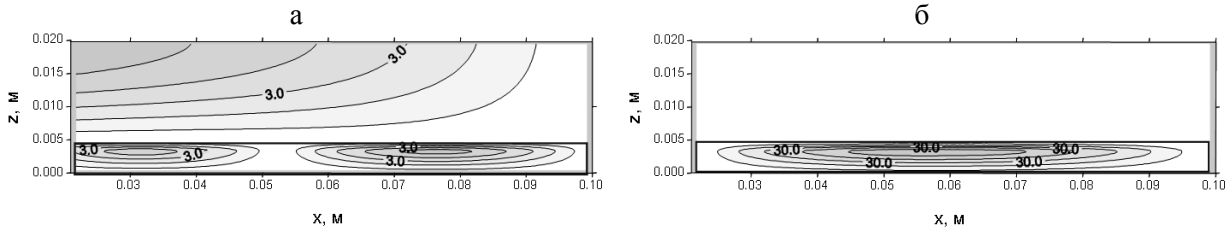


Рис. 4. Распределение продольных напряжений σ_x по половине толщины балки в частотной области: (а) – аномальная зона ($f = 685$ Гц); (б) – зона малого демпфирования ($f = 250$ Гц).

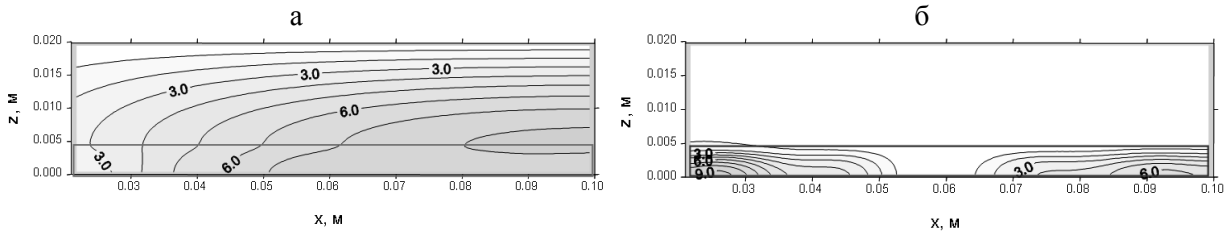


Рис. 5. Распределение сдвиговых напряжений τ по половине толщины балки в частотной области: (а) – аномальная зона ($f = 685$ Гц); (б) – зона малого демпфирования ($f = 250$ Гц)

Можно заметить, что напряжения в демпфирующих слоях значительно больше в области частот $f = 685$ Гц (рис. 4а, 5а). Это и приводит к повышенному демпфированию.

В первом случае наблюдаются значительные напряжения во внутреннем слое и, наоборот, во втором случае эти напряжения минимальны. В заключении этого раздела рассмотрим влияние толщины жестких лицевых слоев на демпфирование (рис. 6).

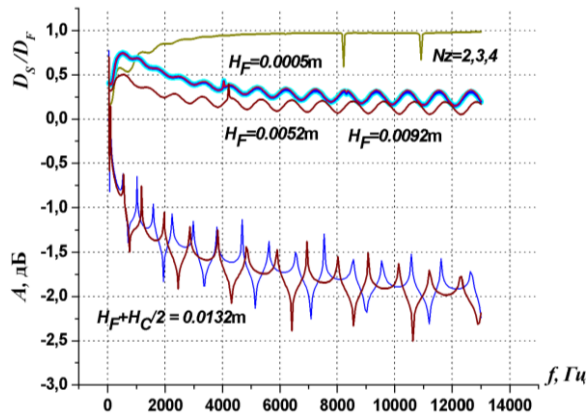


Рис. 6. АЧХ и относительное демпфирование (D_s/D_f) симметричной трехслойной балки для разных толщин H_F жестких лицевых слоев

Здесь рассматривалась тот же сэндвич, что и выше, но с переменной толщиной лицевых слоев H_F (толщина балки постоянна). Здесь с увеличением толщины жестких слоев флуктуации становятся периодическими и соответствуют АЧХ. Для толщины лицевых слоев $H_F = 0.052$ м приведены величины относительного демпфирования для разных аппроксимаций. Как и ранее, можно заметить, что уже при $N_z \geq 2$ результаты практически идентичны во всей частотной области.

Экспериментальные исследования. Экспериментально исследовали жесткость K и коэффициент демпфирования C стальных пластинчатых образцов и образцов с резиново-битумным покрытием (рис. 7) фазовым методом [15] при кинематическом возбуждении поперечных колебаний балочного образца.

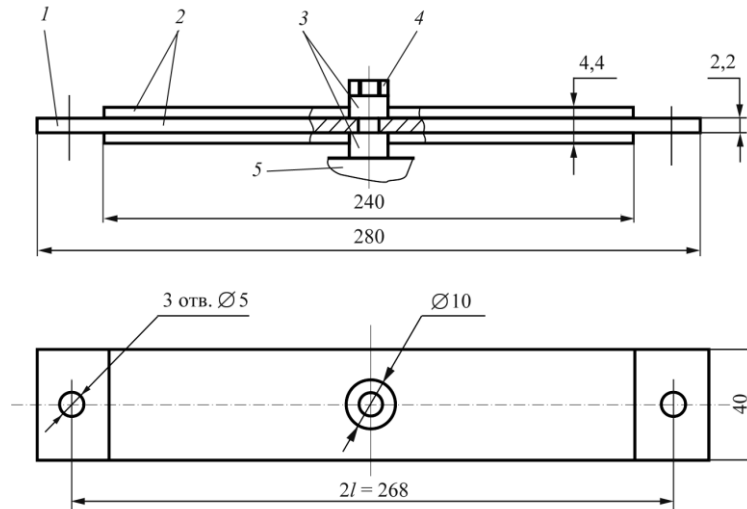


Рис. 7. Схема установления образца на столе вибратора:

1 – пластинка стальная; 2 – слой резиново-битумный; 3 – шайба стальная; 4 – болт М5х20; 5 – стол вибратора электродинамического ВЕДС–10А

Метод основан на измерении амплитуд a и a_0 – соответственно свободного и заземленного концов консольной балки, а также угла сдвига фаз между их перемещениями. Пластинчатые образцы вырезали из листовой стали Ст.3 ГОСТ 380-71 вдоль прокатки; чистота необработанных поверхностей и термообработка образцов в состоянии поставки; резиново-битумные слои приклеены. Биконсольные образцы закрепляли на столе электродинамического вибратора симметрично относительно его вертикальной оси с помощью болта и шайбы. На концах образца устанавливали инерционные грузы (масса m_1 груза вместе с модулирующей диафрагмой, болтом и гайкой равна 33г).

Образцы испытывали в области основного резонанса, когда сдвиг фаз между перемещениями составлял 90° . Амплитуду свободного конца образца измеряли и контролировали бесконтактным методом с помощью модулирующей диафрагмы и координатного фотоприемника (КФП) [15]. Расчетные величины вычисляли по формулам

$$K = m\omega^2 \frac{a/a_0}{a_0/a + a/a_0}, \quad C = m\omega \frac{1}{a_0/a + a/a_0},$$

где $m = m_1 + \frac{33}{140} \cdot \frac{m_2}{2}$ – приведенная масса эквивалентного образцу осциллятора; $m_2 = 192,39$ и $237,50$ г – масса стальной пластинки и образца с покрытием соответственно; $\omega = 2\pi f$; f – резонансная частота.

Рассеяние энергии $\Delta\mathcal{E}$ за счет конструкционного демпфирования в зажиме оценивали по площади упрощенной петли гистерезиса (рис. 8а), снятой при трехточечном статическом изгибе стальной пластинки с шайбами, прижатыми болтом (рис. 8б).

Эквивалентный коэффициент демпфирования C_1 определяли из равенства рассеяния энергии $\Delta\mathcal{E}$ эквивалентному вязкому сопротивлению и рассчитывали по формуле

$$C_1 = \Delta\mathcal{E} / \pi a^2 \omega$$

где $\Delta\mathcal{E} = 0,228 \cdot 10^{-3}$ [н·м] – площадь петли гистерезиса.

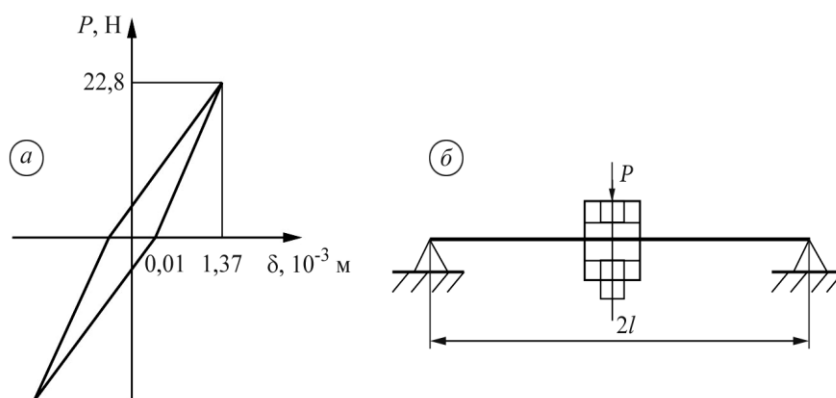


Рис. 8. Петля гистерезиса (а) и схема изгиба пластинки с прижатыми шайбами (б)

В таблице 1 приведены средние значения измеренных величин и рассчитанных характеристик за результатами испытаний трех образцов.

Таблица 1.

Значения измеренных и рассчитанных характеристик образцов

Образцы	f , с ⁻¹	$a \cdot 10^{-3}$, м	$a_0 \cdot 10^{-3}$, м	C , н·с/м	K , н/м	C_1 , н·с/м
стальные	60,1	1,368	0,027	0,4147	7934,34	0,1058
с покрытием	58,4	1,368	0,050	0,8170	8202,20	0,1058

Как видно из таблицы, покрытие повышает демпфирование образцов в 2 раза.

На основании вышеприведенных соотношений (1)–(6) уточненной теории изгиба слоистых пластин исследовались динамические характеристики пластины. Для определения демпфирования в покрытии вначале определялся его модуль Юнга. На рис. 9 приведены АЧХ в области резонанса стальной балки и балки с покрытием разной толщины.

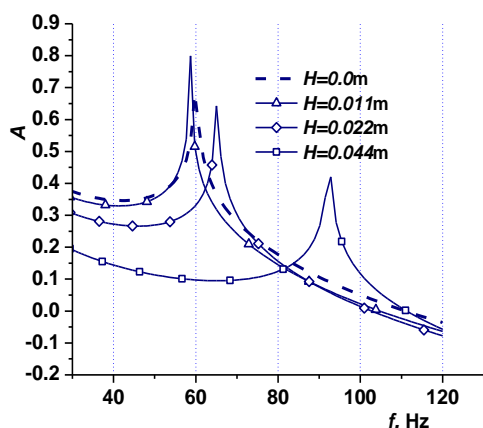


Рис. 9 АЧХ в области резонанса стальной балки и балки с покрытием

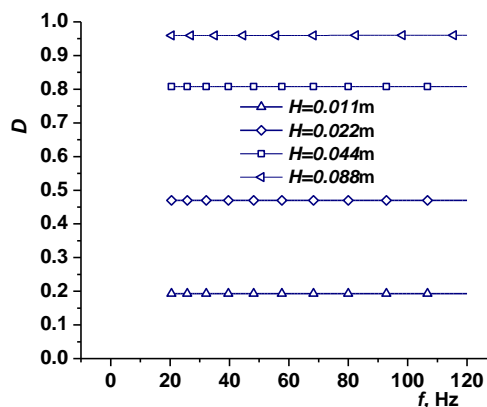


Рис. 10. Относительное демпфирование балки с покрытием

На рис. 10 приведены относительное демпфирование и АЧХ балки с покрытием с найденным ранее модулем Юнга. Здесь приведены различные толщины покрытия H (при отсутствии покрытия АЧХ балки обозначена пунктирной линией без символов). Можно заметить, что если АЧХ этих балок довольно близки, то демпфирование (рис. 11) значительно возрастает с изменением толщины покрытия. Практически, при восьмикратной толщине покрытия относительное демпфирование составляет 100%. Если не учитывать демпфирование в защемлении балки, то можно определить на основании рис. 11 демпфирование в материале покрытия. Если изготовить образцы с достаточным количеством толщин покрытия, то можно не только более точно определить демпфирование в материале покрытия, но и определить демпфирование в защемлении. Это демпфирование можно элиминировать при другой схеме эксперимента: балка подвешенная на струнах.

Выводы. Для определения демпфирования в слоистых структурах типа сэндвич предложенные «унифицированы» расчетные схемы, в которых порядок уравнений не ограничен (рассматривается произвольное число аппроксимаций по толщине пластины). На основании уточненных расчетных схем определено влияние анизотропии свойств трехслойной балки на ее частотный спектр и демпфирование. Обнаружены флуктуации динамических характеристик пакетов в узких частотных диапазонах, связанных с пространственным распределением напряжений. Экспериментально исследовано демпфирование в балке с тонкими демпфирующими накладками.

1. Carrera E. Historical review of zig-zag theories for multilayered plates and shells / E. Carrera // *Appl. Mech. Rev.* – 2003. – Vol. 56. – P. 287–308.
2. Hu Heng Review and assessment of various theories for modeling sandwich composites / Heng Hu, Salim Belouettar, Michel Potier-Ferry, El Mostafa Daya // *Composite Structures.* – 2008. – Vol. 84. – P. 282–292.
3. Frostig Y. High-order free vibration of sandwich panels with a flexible core / Y. Frostig, O. T. Thomsen // *Journal of Solids and Structures.* – 2004. – **41**. – P. 1697–1724.
4. Wu Zhen Effects of higher-order global-local shear deformations on bending, vibration and buckling of multilayered plates / Zhen Wu, Cheung YK, Lo SH, Wanji Chen // *Composite Structures.* – 2007. – **20**. – doi:10.1016/j.compstruct.2007.01.017.
5. Woodcock Roland L. Free vibration of advanced anisotropic multilayered composites with arbitrary boundary conditions / Roland L. Woodcock // *Journal of Sound and Vibration.* – 2008. – **312**. – P. 769–788.
6. Kim J.-S. Free vibration of laminated and sandwich plates using enhanced plate theories / J.-S. Kim // *Journal of Sound and Vibration.* – 2007. – **308**. – P. 268–286.
7. Lu C. F. Semi-analytical three-dimensional elasticity solutions for generally laminated composite plates / C. F. Lu, W. Q. Chena // *European Journal of Mechanics A/Solids.* – 2008. – **27**. – P. 899–917.
8. Li Z. A review of vibration damping in sandwich composite structures / Z. Li, M. J. Crocker // *International Journal of Acoustics and Vibration.* – 2005. – **10**. – P. 159–169.
9. Дивеев Б. Динамічні властивості шаруватих структур / Б. Дивеев, А. Смольський // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник.* – Львів, Вид-во “Львівська політехніка”, 2008. – № 42. – С. 70–79.
10. Diveyev V. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 1. Theoretical approach / V. Diveyev, I. Butyter, N. Shcherbyna // *Mechanics of Composite Materials.* – Vol.44, No.1. – 2008. – P. 25–36.
11. Diveyev V. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 2. Theoretical-experimental approach / V. Diveyev, I. Butyter, N. Shcherbyna // *Mechanics of Composite Materials.* – Vol.44, No.2. – 2008. – P. 139–144.
12. Бутитер І. Б. Визначення механічних характеристик шаруватих елементів / І. Б. Бутитер, Б. М. Дивеев, І. С. Когут, А. Г. Смольський // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник.* – Львів, Вид-во “Львівська політехніка”, 2011. – № 45. – С. 21–27.
13. Дивеев Б. Влияние условий защемления и анизотропии материала на частотный спектр слоистых балок / Б. Дивеев, И. Бутитер, Н. Щербина // *Механика композитных материалов.* – Т. 47, №2. – 2011. – С. 217–234.
14. Diveyev V. M. Refined numerical schemes for a stressed-strained state of structural joints of layered elements / V. M. Diveyev, M. M. Nykolyshyn // *Journal of Mathematical Sciences.* **107** (2001), P. 3666–3670.
15. Когут І. С. Міцність і демпфування стрижневих конструкцій із армованих полімерів / І. С. Когут – Львів: НАН України. Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача, 2011. – 198 с.

Бутитер І.Б., Дивеев Б.М., Когут І.С., Николишин М.М. Демпфування в тришарових композитних балках при динамічному згині. Представлена теорія згину шаруватого пакета. Теоретична модель враховує зсувні, нормальні деформації і напруження. Детально розглядається розподіл напружень в тришаровій балці при різних частотах коливань. Проводиться оцінка демпфуючих властивостей в частотній області. Представлені експериментальні результати для сталеві балки з м'якими лицьовими шарами.

Ключові слова: трьохшарова балка, композит, згин, коливання, демпфування, частота.

I. Butyter, V. Diveyev, I. Kohut, M. Nykolyshyn. Damping in the three-layered composite beams under dynamic bending. The theory of the layered package bending is presented. A theoretical model takes account of the shear and normal strains and stresses. A detailed stress distribution in the three-layer beams by different vibration frequencies is under discussion. Damping properties in the frequency region are appreciated. The experimental results for steel beam with the soft face sheets are presented.

Keywords: three-layer beam, composite, bending, vibration, damping, frequency.

Стаття надійшла в редакцію 25.04.2014р.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СУБ'ЄКТІВ ПІДПРИЄМНИЦЬКОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ДРІБНОПАРТІЙНИХ ВАНТАЖІВ АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ

Василенко Т.Є., Губін О.Є.

*Державний вищий навчальний заклад Автомобільно-дорожній інститут
«Донецький національний технічний університет»*

Оптимізовано процес перевезення дрібнопартійних вантажів шляхом удосконалення «задачі комівояжера». Удосконалення отримано за рахунок зняття обмеження на те, щоб кожний пункт маршрутної мережі був пройдений лише один раз. В результаті, отримали значно коротші маршрути, а відповідно і час роботи на них, що підвищує ефективність роботи суб'єктів.

Ключові слова: вантаж дрібнопартійний, перевезення, транспорт автомобільний, перевізник, маршрут ідприємницької діяльності.

Постановка проблеми. В умовах розвитку економіки регіонів України, підвищення їх виробничого потенціалу, здійснення ринкових перетворень, спостерігається підвищення уваги до сфери послуг, складовою частиною якої є вантажний автомобільний транспорт. Він є важливою сферою підприємницької діяльності, оскільки більшість підприємств та населення потребує перевезення сировини, матеріалів, готової продукції, тощо. Так, за січень – вересень 2012 року вантажним автомобільним транспортом перевезено 64% вантажів від їх загального обсягу.

Автомобільні перевезення здійснюють як підприємства, так і суб'єкти підприємницької діяльності (СПД).

У теперішній час спостерігається збільшення попиту на дрібнопартійні перевезення внаслідок їх широкого застосування для доставки соціально значимих вантажів, продовольчих товарів, вантажів сфери побутового обслуговування, пошти і т.д. На автомобільному транспорті дрібнопартійними вантажами вважаються партії вагою від 10 до 2000 кг. Під дрібною відправкою мається на увазі вантаж, запропонований до одноразового перевезення в одну адресу, який не забезпечує повне завантаження автомобіля, що використовується для його доставки.

Наявність великої кількості підприємств, що виконують дрібнопартійні перевезення, значно загостило конкуренцію на ринку вантажних перевезень. Тому пошук нових методів підвищення ефективності роботи СПД які б забезпечили їх конкурентоздатність, є *актуальною задачею*.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним зі шляхів забезпечення ефективного функціонування суб'єктів господарювання та їх конкурентоспроможності в умовах ринкової економіки є мінімізація собівартості продукції та вартості її транспортування до кінцевого споживача. Це обумовлює необхідність розробки оптимальних маршрутів руху.

Аналіз учбової та наукової літератури дозволив встановити, що математична задача організації маршрутів перевезення дрібнопартійних вантажів, як правило, вирішується у двох постановках: як «задача комівояжера» і «задача розвезення» [1 - 7].

«Задача комівояжера» полягає в тому, що мається n міст. Комівояжер виїжджає з одного з них і об'їжджає всі міста з умовою побувати в кожному з них тільки один раз. Відстань між містами не однакова, тому кожна послідовність міст дає різну сумарну відстань пробігу. З усіх етапів необхідно знайти такий, у якого ця сума була б мінімальна.

На відміну від «задачі комівояжера», коли для об'їзду всіх пунктів повинен бути побудований тільки один маршрут руху, в «задачі розвезення» будуються кілька розвізних маршрутів, замкнутих у одного відправника.

Оптимальним вважається маршрут, на якому досягається критичне значення цільової функції в залежності від поставленої мети. Цільова функція, в свою чергу, повинна описувати зміну основного критерію оптимізації, в якості якого можуть виступати: пробіг автомобіля, час руху, транспортна робота, транспортні витрати і т.д.

Слід зазначити, що постановка звичайної задачі комівояжера потребує, щоб кожен пункт мережі був пройдений лише один раз. Знявши це обмеження можна отримати значно коротші маршрути. Однак теорія цих маршрутів не до кінця розроблена.

Мета статті – підвищення ефективності роботи СПД при перевезенні дрібнопартійних вантажів шляхом розробки оптимальних маршрутів руху.

Основні результати дослідження.

Оптимізацію маршрутів руху при перевезенні дрібнопартійних вантажів зробимо шляхом удосконалення «задачі комівояжера».

У якості прикладу, на рис.1 наведена схема маршрутної мережі, яка налічує $n = 8$ вершин (центри транспортних районів) та $R = 6$ маршрутів (позначені напівжирним шрифтом). Кожний маршрут будемо представляти у вигляді упорядкованого списку вершин, через які він проходить, таким чином, маємо: маршрут 1 – (1, 2, 3); маршрут 2 – (2, 3, 4, 5); маршрут 3 – (1, 5); маршрут 4 – (1, 6, 7); маршрут 5 – (7, 8); маршрут 6 – (5, 8).

Розв'язок «задачі комівояжера», як правило, виконується методом відгалужень і меж. Він полягає у виконанні таких кроків (у викладенні алгоритму будемо використовувати поняття довжина та відстань у їх часовому виразі).

Крок 1. Розрахунок матриці найкоротших відстаней на маршрутній мережі без врахування необхідності додавання пункт-вузлів.

Для розрахунку матриці найкоротших відстаней $D = (d_{ij})_{i,j=1,n}$ найбільш доцільним є використання динамічного алгоритму Флойда-Воршала [8] складності $O(n^3)$, який відшукує найкоротші відстані між всіма парами вершин мережі.

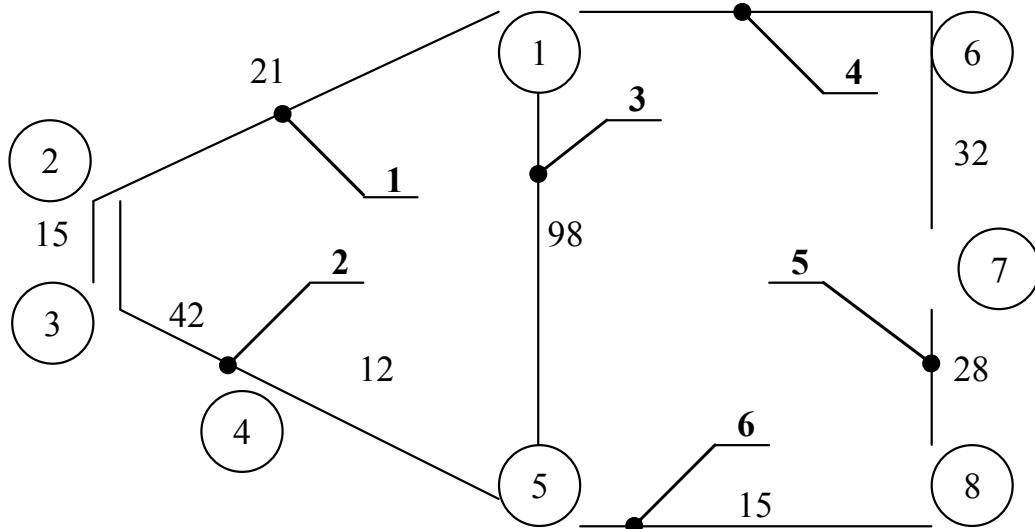


Рис. 1. Схема маршрутної мережі

Крок 2. Пошук нижньої оцінки довжини найкоротшого шляху $h(T)$. У якості нижньої оцінки довжини найкоротшого шляху приймається довжина найкоротшого шляху між початковою та кінцевою вершинами. У нашому прикладі найкоротшим між вершинами 1 та 5 буде шлях $L=(1-2-3-4-5)$ довжиною $d_{15} = 90$ хв. Таким чином, $h(T) = 90$ хв.

Крок 3. Пошук верхньої оцінки довжини найкоротшого шляху $H(T)$.

Встановлення верхньої оцінки довжини найкоротшого шляху можна зробити декількома способами.

Спосіб 1. У найгіршому випадку можна припустити, що пункти-вузли знаходяться біля кожної з проміжних вершин шляху L . Тоді верхня оцінка довжини найкоротшого шляху складе:

$$H(T) = h(t) + \sum_{i \in L} \tau_i = h(t) + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 = 107 \text{ хв.} \quad (1)$$

Цей найпростіший і найшвидший спосіб, однак, не є ефективним, оскільки у більшості випадків дає завищену верхню оцінку, в той час як ми зацікавлені у максимальному її зниженні.

Спосіб 2. Передбачає використання «жадібного» алгоритму, який полягає у наступному. Будемо рухатись від вершини 1 до вершини 5 таким чином, щоб по можливості здійснювати на шляху прямування якнайменшу кількість повернень у зворотному напрямі. Рушаючи з вершини 1, виберемо маршрут найбільшої довжини на шляху L – це маршрут 1, яким без повернень можна дістатися вершини 3. У цій вершині змінюємо напрям руху на маршрут 2, яким досягаємо кінцевої

вершини 5. Таким чином, на цьому шляху зміну маршруту необхідно зробити тільки у вершині 3, звідки верхня оцінка довжини найкоротшого шляху дорівнюватиме:

$$H(T) = h(t) + \tau_3 = 99 \text{ хв.} \quad (2)$$

Це на 8 хв. менше, ніж оцінка, отримана за способом 1.

Спосіб 3. За цим способом відшукується найкоротший шлях на послідовності вершин, що складають шлях L . Для цього розглянемо цю послідовність і перетворимо її на спрямований ациклічний граф (рис. 2).

Граф будується наступним чином. Початкова (П) і кінцева (К) вершини необхідні на той випадок, коли розпочати і завершити поїздки можна декількома маршрутами. Ці вершини з'єднуються спрямованими дугами нульової довжини з вершинами, які відповідають початку та закінченню шляху (у нашому випадку, вершинами 1 та 5). Кожну вершину ациклічного графа будемо позначати двома цифрами (k, r) , де k – номер вершини графа маршрутної мережі, а r – номер маршруту, який проходить через неї. Кожній з вершин графа маршрутної мережі буде відповідати підмножина вершин ациклічного графа. Кількість елементів такої підмножини дорівнює кількості маршрутів, які проходять через відповідну вершину графа маршрутної мережі.

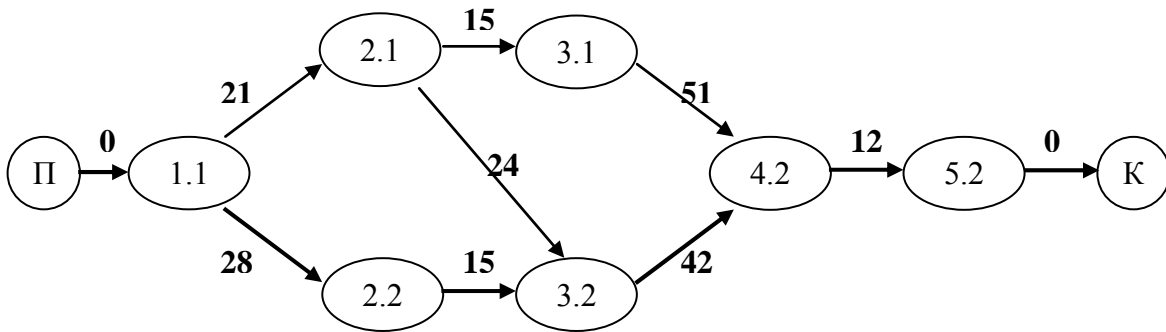


Рис. 2. Спрямований ациклічний граф

Довжина дуг ациклічного графа визначається за правилом:

$$t[(i, r_1); (j, r_2)] = \begin{cases} t_{ij}, & \text{якщо } r_1 = r_2 \wedge (i, j) \in L; \\ t_{ij} + \tau_j, & \text{якщо } r_1 \neq r_2 \wedge (i, j) \in L; \\ +\infty, & \text{якщо } (i, j) \notin L. \end{cases} \quad (3)$$

де t_{ij} – відстань між суміжними вершинами i та j графа маршрутної мережі, хв.

Наприклад, дуга між вершинами (1,1) та (2,2) відповідає прямованню з вершини $i=1$ до вершини $j=2$, при цьому у вершині 2 виконується повернення на зворотний маршрут $r_1=1$ на маршрут $r_2=2$. Її довжина дорівнює відстані між вершинами 1 та 2 $t_{12}=21$ хв. з додаванням тривалості повернення на маршрут у вершині 2 $\tau_2=7$ хв., тобто: $t = [(1,1); (2,2)] = 21 + 7 = 28$ хв.

На побудованому ациклічному спрямованому графі відшукується найкоротший шлях з вершини (П) до вершини (К). Це можна зробити за лінійний час за допомогою загальновідомого алгоритму. Застосування цього алгоритму для графа, наведеного на рис. 2, дає найкоротший шлях (П) – (1,1) – (2,2) – (3,2) – (4,2) – (5,2) – (К) з однією зміною напрямку руху, а саме з маршруту 1 на маршрут 2 у вершині 2 (позначений жирними дугами) і довжиною 97 хв. Таким чином, верхня оцінка довжини найкоротшого шляху зменшилась ще на дві хвилини і дорівнює $H(T) = 97$ хв.

Після виконання кроків 2 та 3 і знаходження оцінок можна стверджувати, що найкоротший шлях буде не коротшим ніж $h(t)=90$ хв. і не довшим, ніж $H(T) = 97$ хв. Зауважимо, що у випадку $h(t)=H(T)$ шлях L є оптимальним і розв'язок на цьому припиняється.

Процес розв'язання задачі зручно представити у вигляді «дерева», наведеного на рис. 3, на гілках якого будемо розміщувати підмножини допустимих розв'язків, а поруч з вершинами дерева – вказувати нижню оцінку відповідної підмножини. Таким чином, на початку розв'язання вершина «дерева» – підмножина «всі розв'язки» має оцінку $h(t) = 90$ хв.

Крок 4. Розгалуження кореня дерева пошуку розв'язків.

Для розгалуження кореня дерева пошуку розв'язків переглядаємо всі маршрути, з використанням яких може розпочатися шлях пересування з початкової вершини. У нашому прикладі при русі з вершини 1 можна скористатися маршрутами 1, 3 та 4. Кожному з них відповідатиме гілка, яка виходить з кореня дерева пошуку розв'язків. Нижня оцінка кожної з цих вершин приймається рівною нижній оцінці довжини найкоротшого шляху $h(t)$, тобто $b(1,1) = b(1,3) = b(1,4) = h(T) = 90$ хв. (рис. 3). Як і раніше, перша цифра позначення вершини дерева є її номером на маршрутній мережі, а друга цифра – позначає використовуваний маршрут.

Крок 5. Вибір вершини-кандидата для розгалуження.

В якості вершини-кандидата для розгалуження обирається нерозгалужена вершина (k^*, r^*) з мінімальним значенням оцінки. При цьому з розгляду наперед виключаються всі вершини, оцінка яких перевищує верхню оцінку довжини найкоротшого шляху $H(T)$. У нашому прикладі після виконання кроку 4 вершини (1,1), (1,3) та (1,4) мають однакову мінімальну оцінку, яка дорівнює $b^* = b_{min} = 90$ хв. У такому випадку можна обрати будь-яку з них. Нехай це буде вершина (1,1).

Крок 6. Перевірка вершини-кандидата та її оцінки.

Якщо $k^* = q$, то оптимальний розв'язок знайдено і довжина найкоротшого шляху дорівнює b^* . Інакше слід перейти до виконання кроку 7. Наразі, у нашому прикладі $(k^* = 1) \neq (q = 5)$.

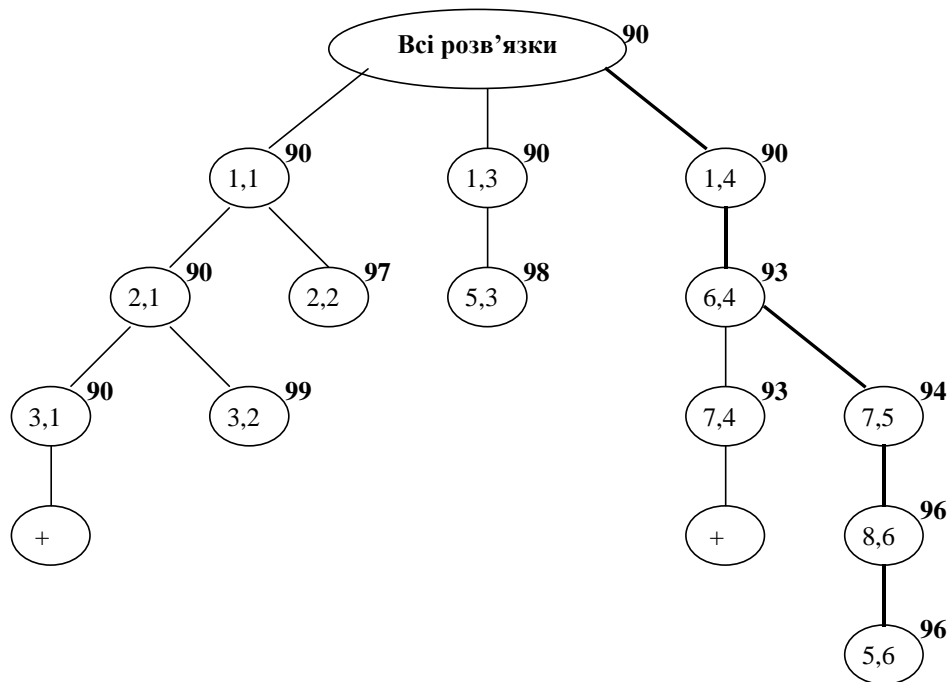


Рис. 3. Дерево пошуку розв'язків задачі

Крок 7. Розгалуження вершини-кандидата.

Для розгалуження вибраної на кроці 5 вершини-кандидата (k^*, r^*) розглядаємо наступну вершину маршрутної мережі k' , суміжну вершині k^* на маршруті r^* (при цьому варіант повернення до вже відвіданої попередньої вершини на цьому маршруті виключається). Для вершини-кандидата (1,1) це буде вершина $k'=2$. Далі переглядаємо всі маршрути, яким належить вершина 2. Це маршрути $r_2^{(1)} = 1$ та $r_2^{(2)} = 2$. Таким чином, з вершини-кандидата (1,1) маємо два відгалуження – у вершини (2,1) та (2,2), як показано на рис. 3.

У випадку, якщо вершина k^* є кінцевою на маршруті r^* , то такій вершині буде відповідати відгалуження у вигляді гілки у вершину дерева пошуку розв'язків з оцінкою $+\infty$, що буде позначати неможливість подальшого розгалуження з цієї вершини-кандидата.

Крок 8. Розрахунок оцінок відгалужених вершин.

Оцінка кожної з вершин, відгалужених на кроці 7, визначається за формулою:

$$b' = b^* + tk^*k' + dk'q - dk^*q + f(k', r^*, r'), \quad (4)$$

де b^* – оцінка попередньої вершини дерева пошуку розв'язків, хв.;

tk^*k' – відстань між вершинами k^* та k' за маршрутом r^* , хв.;

$dk'q$ – найкоротша відстань між відгалуженою вершиною k' та кінцевою вершиною q на маршрутній мережі без врахування руху транспортного засобу у зворотному напрямі (див. крок 1), хв.;

dk^*q – найкоротша відстань між попередньою вершиною дерева пошуку розв'язків та кінцевою вершиною q на маршрутній мережі без врахування зміни напрямку руху, хв.;

$f(k', r^*, r')$ – функція, що враховує тривалість зміни напрямку руху та зворотний шлях:

$$f(k', r^*, r') = \begin{cases} 0, & \text{якщо } r^* = r' \\ \tau k', & \text{якщо } r^* \neq r', \end{cases} \quad (5)$$

Покажемо, наприклад, обчислення оцінки для відгалуженої вершини (2,2). Оскільки попередньою вершиною дерева розв'язків є вершина (1,1), це відгалуження відповідає пересуванню з вершини $k^*=1$ до вершини $k'=2$ з використанням маршруту $r^*=1$ зі зміною напрямку руху у вершині 2 на маршрут $r'=2$. Оцінка вершини (2,2) у відповідності до формули (5) є наступною: $b(2,2) = b(1,1) + t_{12} + d_{25} - d_{15} + f(2,1,2) = 90 + 21 + 69 - 90 + 7 = 97$ хв. Тут $f(2,1,2) = \tau_2 = 7$ хв.

Після визначення оцінок всіх відгалужених на кроці 7 вершин виконується повернення до кроку 5. Результатом виконання алгоритму для розглянутого прикладу є отримання оптимального розв'язку у вершині (5,6) з оцінкою 96 хв. Відповідна гілка дерева пошуку розв'язків позначена на рис. 3 жирними лініями. Рухаючись від вершини (5,6) у напрямі кореня дерева легко знайти оптимальний шлях. Починаючи з кореня дерева, він відповідає послідовності вершин (1,4) – (6,4) – (7,5) – (8,6) – (5,6). Таким чином, найкоротший шлях між вершинами 1 та 5 заданої у прикладі маршрутної мережі проходить через вершини 1 – 6 – 7 – 8 – 5 та дорівнює 96 хв. При цьому необхідно виконати зміну напрямку руху у вершинах 7 (з маршруту 4 на маршрут 5) та 8 (з маршруту 5 на маршрут 6). Останніми в розглянутому прикладі залишаться напрям руху по маршрутах 2 та 1 через вершини (4,2), (3,2) та (2,2). Таким чином, зі зміною напрямку руху у вершині (2,2) транспортний засіб буде спрямовано до першої вершини, тобто точки початку маршруту. Аналогічно попереднім розрахунком дана частина шляху займе 82 хв.

За таких умов, найкоротший шлях транспортування продукції по точкам її продажу займе у транспортного засобу: 96 хв. + 82 хв. = 178 хв. (2 години 58 хв.) \approx 3 години.

Висновок. Оптимізовано процес перевезення дрібнопартійних вантажів шляхом удосконалення «задачі комівояжера». Удосконалення отримано за рахунок того, що знято обмеження, щоб кожний пункт маршрутної мережі був пройдений лише один раз. В результаті, отримали значно коротші маршрути, а відповідно і час роботи на них. Результати сприяють мінімізації собівартості продукції та вартості її транспортування до кінцевого споживача, як наслідок, підвищують ефективність роботи СПД при перевезенні дрібнопартійних вантажів.

1. Пудич В.С. Терешкин В.С., Ачкасова Е.В. Транспортні операції [Текст]/ Пудич В.С. [ті ін.]. Новомосковськ, 2010 р. - 123 с.
2. Резер С. М. Оптимізація процесів вантажних перевезень [Текст]/ Резер С. М. // - М.: Наука, 2007. - 296 с.
3. Зміїв Є.І. Транспортна логістика на підприємстві: думки експертів з ключових питань [Текст]/ Є.І. Зміїв // - 2008р. - № 1. - С. 19-22.
4. Логістика на автомобільному транспорті, особливості планування та організації перевезень [Текст]// Логістика: проблеми та рішення. – 2010р. - № 1. - С. 77-79.
5. Муромець Н.Є. Шляхи скорочення логістичних витрат на здійснення вантажних перевезень [досвід провідних вітчизняних автоперевізників] / Н.Є. Муромець // Логістика: проблеми та рішення. - 2006р. - № 4. - С. 73.

6. Потетюєва М. Аналіз впливу перевезень на експлуатаційні витрати [Текст] /М. Потетюєва // Економіст. – 2011р. - № 10. – С. 30-32.
7. Тушканова І. По заданому маршруту: логістичні перевезення в Україні [Текст] / І. Тушканова // Дистрибуція і логістика. – 2007р. - № 5. - С. 53-59.
8. Гаджинський А.М. Логістика. [Підручник] 11-е видання, перераб. та доп./ Гаджинський А. М.: 2005р. – 432с.

Василенко Т.Є., Губін А.Є. Повышение эффективности работы субъектов предпринимательской деятельности при перевозке мелкопартионных грузов автомобильным транспортом. Оптимизирован процесс перевозки мелкопартионных грузов путем усовершенствования «задачи комивояжера». Усовершенствование получено за счет снятия ограничения на то, чтобы каждый пункт маршрутной сети был пройден только один раз. В результате, получили значительно короткие маршруты, а соответственно и время работы на них, что повышает эффективность работы субъектов предпринимательской деятельности.

Ключевые слова: груз мелкопартионных, перевозки, транспорт автомобильный, перевозчик, маршрут.

Vasilenko T., Gubin O. The increase the work's efficiency of business activity's subject in transportation of small-lot shipments. In this article the market of small-lot shipments in Donetsk and Donetsk region is analyzed. It was found out that their traffic was increased and competition was aggravated greatly in the market of freight transport because there are many companies that transport small-lot shipments. This fact determines the necessity of optimization of routes when small-lot shipments transport. Analysis of educational and scientific literature allowed to establish that the mathematical problem of organization of routes of small-lot shipments is usually solved using "traveling salesman problem". "Traveling salesman problem" is that there are n cities. Salesman leaves one of them and travels all over the cities with the condition to be in each of them only once. Distance between cities is different that's why each sequence of cities gives a different total number of kilometres travelled. Of all the steps it is necessary to find such in which this amount would be minimal. Definition of ordinary traveling salesman problem requires that each network point was traversed only once. In this article these limitations are proposed to remove. Solution "traveling salesman problem" consists into the following steps: 1. Calculating of matrix of the shortest distances on route network using dynamic algorithm of Floyd-Vorshal without the need to add the nodal points. 2. Finding lower estimation of the length of the shortest path. 3. Search upper estimation of the length of the shortest path (it was considered three ways). 4. Branching of tree's root of finding solutions. 5. Choosing of a top as candidate for branching. 6. Checking of the top-candidate and its estimations. 7. Branching of the top-candidate. 8. Calculation of estimates of branching tops. As a result, much shorter routes and therefore the time to work on them were received. The results favour to minimizing prime cost of production and the cost of its shipment to the final consumer and increase the work's efficiency of business activity's subject in transportation of small-lot shipments.

Keywords: dribnopartiynny cargo, shipping, transportation, car, carrier route

Стаття надійшла в редакцію 05.05.2014р.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД РЕШЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНЫХ ЗАДАЧ В ТЕХНИКЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВЕКТОРА УМОВА

Гречихин Л.И., доктор физико-математических наук, профессор.,
 Минский государственный высший авиационный колледж, Беларусь
 Куць Н.Г., кандидат технических наук, доцент,
 Луцкий национальный технический университет, Украина

Показана несостоятельность применения уравнения теплопроводности распространения тепла в разных средах. Применение вектора Умова позволяет решать теплопроводные задачи в любых средах, задавая среду и величины потоков тепла на границах раздела.

Ключевые слова: теплопроводность, уравнение теплопроводности, вектор Умова, агрегатные состояния.

Введение. Классическая теория теплопроводности была разработана Фурье, который показал, что такое явление можно описать следующим уравнением [1]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \chi \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

где $\chi \cong \bar{l} / c_V \rho$ - коэффициент температуропроводности пропорциональный длине свободного пробега \bar{l} и обратно пропорционален удельной теплоемкости c_V и плотности среды ρ , т.е., зависящий от материала и его физического состояния и может быть определен в каждом конкретном случае чисто опытным путем и поэтому не является универсальной постоянной величиной. Кроме этого решение дифференциального уравнения вида (1) возможно при наличии заданных граничных и начальных условий. Если для однородного и изотропного материала можно задать эти условия и их как-то проконтролировать, то для неоднородных, анизотропных, а тем более для многослойных сред разных структур и агрегатных состояний это практически осуществить не возможно.

Цель и задачи: Разработать более общую модель распространения тепла в разных средах с учетом присущих данной среде всех физических и химических свойств. Цель может быть достигнута путем решения следующих задач:

- при распространении тепла учитывать не только атомно-молекулярную структуру рассматриваемой среды, но и ее кластерную структуру;
- распространение тепла следует рассматривать не с позиций температуропроводности, а с позиций распространения тепловой энергии по заданной среде;
- теплоемкость рассматривать с учетом вероятности возбуждения степеней свободы для каждой частиц, формирующих среду;
- распространение тепла рассматривать с учетом изменения агрегатного состояния, структуры среды и ее теплоемкости от температуры;
- выяснить, какие процессы теплообмена происходят на границах раздела разных агрегатных состояний.

Поставленная цель и задачи, которые необходимо решать при распространении тепла во всей их совокупности, являются весьма сложной проблемой. Очевидно, что для каждого агрегатного состояния следует учитывать свою специфику взаимодействия атомных, молекулярных и кластерных частиц.

Анализ исследований. Рассмотрим, как решаются поставленная цель и задачи применительно к каждому агрегатному состоянию.

1. Газообразная среда. Применительно к газам уравнение теплопроводности (1) решается с учетом эмпирической формулы предложенной Экеном для длины свободного пробега [1]

$$\bar{l} = 10^2 \frac{\eta_V}{M} \left(1 + \frac{9R}{4c_V} \right), \quad (2)$$

где η - динамическая вязкость, M – молярная масса, R – универсальная газовая постоянная и C_v – молярная теплоемкость при постоянном объеме. Как меняется динамическая вязкость газовой среды и молярная теплоемкость в зависимости от температуры, остается вне рассмотрения. Относиться к эмпирическим формулам при более глубоком рассмотрении процесса теплопередачи следует осторожно.

Общая задача распространения тепла в газах с применением молекулярно-кинетической теории решена достаточно убедительно. В результате получен закон распространения тепла в виде

$$Q = K \frac{dT}{dl} St, \quad (3)$$

Здесь $K = \frac{1}{3} \rho c_v \bar{c} \bar{l}$ - коэффициент теплопроводности, зависящий от плотности газа ρ ;

удельной теплоемкости c_v ; $\bar{c} = \sqrt{\frac{\gamma k_B T}{m_a}}$ - скорость распространения звука в газе; $\bar{l} \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi D^2 n}}$ -

длина свободного пробега, которая обратно пропорциональна концентрации частиц в газе n и квадрату среднего диаметра частиц газа D^2 ; $\frac{dT}{dl}$ – градиент температуры; S – площадь, по

которой происходит перенос тепла и t – время, в течение которого происходит перенос тепла.

В уравнении теплопроводности коэффициент теплопроводности зависит от основных параметров, которые характеризуют газовое состояние. Все эти параметры при заданном градиенте температуры зависят от величины температуры, которая изменяется по мере распространения тепла вдоль выбранного направления. Получается, что уравнение теплопроводности (3) позволяет определять количество тепла только на начальном участке и в начальный момент при заданном градиенте температур.

2. Среда в жидком состоянии. В жидком состоянии перенос тепла также определяется путем решения уравнения теплопроводности (1) с использованием эмпирических формул определения длины свободного пробега при разных температурах. Такой метод анализа теплопроводности в жидких средах является приближенным и не отражает реальных процессов, происходящих в жидкостях, при распространении тепла.

В теплотехнике в качестве теплоносителя преимущественно применяется вода вследствие того, что она обладает максимальной теплоемкостью. Поэтому все необходимые

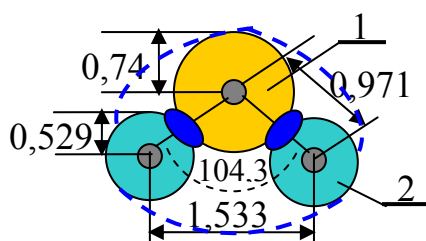


Рис. 1. Молекула воды с указанием размеров в Å: 1 – атом кислорода и 2 – атом водорода

теплотехнические расчеты рассматриваем для воды в жидком состоянии. Молекула воды показана на рис. 1. Среднеэффективный радиус молекулы воды по данным, указанным на рис. 1 составляет 0,926 Å. Овалом выделена область повышенной электронной плотности между атомами кислорода и водорода. В плотноупакованном состоянии, которое реализуется в кластерах, расстояние между молекулами воды составляет 1,852 Å. Расстояние между кластерами воды в жидком состоянии определяется по значению плотности.

Для молекул воды $r_0 = \sqrt[3]{\frac{m_{H_2O}}{8\rho}}$. В нормальных

условиях $r_0 = 1,552$ Å, а для эффективного радиуса основного кластера воды получаем $r_{кл.} = 2,969$ Å.

По данным справочника [3] энергия ионизации молекулы воды 12,614 эВ. По значению эффективного радиуса и энергии ионизации первой кратности получены энергии ионизации второй и третьей кратности ионизации, а также эффективные радиусы и эффективные заряды молекулы воды второй и третьей кратности ионизации.

3. Твердое тело. Твердое тело представляет собой кристалл. В кристаллической решетке твердого тела внутренняя тепловая энергия формируется продольными и поперечными колебаниями кластеров. Кроме этого следует учитывать энергию хаотического поступательного движения частиц в межкластерных свободных объемах, а также энергию крутильных колебаний

кластеров относительно их собственного центра тяжести. Результирующая внутренняя тепловая энергия

$$Q = \sum_j \frac{3}{2} W_j E_j = \frac{3}{2} k_B T_{\text{эфф.}}, \quad (4)$$

где $j = 1$ соответствует энергии поступательных степеней свободы E_j с вероятностью их возбуждения W_j ; $j = 2, 3$ и 4 соответствует энергии и вероятности их возбуждения крутильных, продольных и поперечных колебаний кластеров внутри кристаллической решетки. Если в рассматриваемой среде создается в каком-то направлении разность температур, то возникает перенос энергии. В самом общем случае перенос энергии определяется вектором Умова по (4).

Плотность тепловой энергии следует определить так

$$w = \frac{3}{4\pi r_{\text{кл.}}^3} \frac{3}{2} k_B T_{\text{эфф.}} \quad (5)$$

Ранее при рассмотрении классической теории теплоемкости полагали, что внутренняя энергия в твердом теле определяется только гармоническими колебаниями отдельных атомов или молекул относительно своих положений равновесия. В результате внутренняя энергия твердого тела в соответствии с законом равномерного распределения тепловой энергии по степеням свободы представлялась только по колебательным степеням свободы в виде $3 \cdot k_B T / 2$ [5]. Чтобы согласовать с законом Дюлонга и Пти, таким колебаниям приписывалось еще две степени свободы, обусловленные тем, что в колебательном движении присутствуют две энергии кинетическая и потенциальная, которые непрерывно превращаются друг в друга в равных количествах.

Такой подход противоречит закону равномерного распределения по степеням свободы, так как температура определяется максимальной энергией, которая содержится в одной степени свободы, а не отдельно в ее доле. Следует учитывать, что всякое поглощение энергии обусловлено возбуждением определенной степени свободы относительно ее энергии связи. При значительной энергии связи между частицами внутри твердого тела их возбуждение практически исключено.

Противоречия классической теории теплоемкости при низких температурах вблизи абсолютного нуля с экспериментальными данными были сняты квантовой теорией, в которой полагалось, что кристалл целиком совершает колебания как единое целое. Тогда кристалл при низких температурах должен совершать упругие колебания, а в окружающей среде должен был бы распространяться звук. Однако такого явления не наблюдается.

Основная часть. Рассмотрим, как разработать более общую модель распространения тепла в разных агрегатных состояниях с учетом присущих данной среде всех физических и химических свойств

1. Газообразная среда. Внутри газовой среды ситуация весьма неоднозначная. Поэтому воспользуемся более общим подходом, предложенным Умовым. Вектор Умова позволяет получить величину потока энергии вдоль выбранного направления, определяемого по следующей формуле

$$\vec{P}_z = [\vec{w}\vec{v}], \text{ Вт/м}^2. \quad (6)$$

Для газовой среды плотность энергии определяется ее внутренней тепловой энергией. Тогда в пренебрежении лучистой энергией

$$w = \frac{i}{2} k_B T \cdot n, \quad (7)$$

а скорость распространения

$$v = \sqrt{\frac{\gamma k_B T}{m_a}}.$$

(6)

Для большинства практических задач давление полагается постоянным ($P = \text{const}$) и вектор Умова приобретает вид в абсолютном значении

$$P_z = \frac{i}{2} P \sqrt{\frac{\gamma k_B T}{m_a}} \quad (8)$$

Здесь P – давление в газе. Число степеней свободы i и отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме $\gamma = C_p / C_v$. Изменением отношения теплоемкостей с

температурой можно пренебречь, а изменение количества степеней свободы, вовлекаемой внутри газа при заданной температуре, будет существенное, т.к.

$$i = \sum_k i_k W_k . \quad (9)$$

где i_k – количество k -ой степени свободы и $W_k = \int_{E_{св.,k}}^{\infty} f(E, T) dE$ вероятность возбуждения k -ой

степени свободы, а $f(E, T)$ - функция распределения по энергиям Максвелла-Больцмана.

Все газы и даже гелий состоят из молекул. Внутренняя тепловая энергия содержится в поступательных, вращательных и колебательных степенях свободы. Вероятность возбуждения поступательных степеней свободы равна единице, т.к. для газов энергия связи между частицами по определению газового состояния равна нулю. В газах вероятность возбуждения вращательных степеней свободы также равна нулю вследствие отсутствия трения между частицами газа. Только для колебательных степеней свободы вероятность их возбуждения отлична от нуля и определяется энергией связи между атомами в молекулах газа. Поэтому для двухатомных газов в пренебрежении возбуждения колебательных степеней свободы $i = 5$, а для многоатомных молекул - $i = 6$.

При низких температурах образуются кластеры, и тогда количество возбуждаемых степеней свободы находится следующим образом

$$i = \frac{1}{\sum_j n_j} \sum_j \sum_k n_j i_k W_k , \quad (10)$$

а при определении плотности энергии по (5) следует учитывать уменьшение общей концентрации частиц при образовании кластеров. В этом случае

$$n = n_0 \left(1 + \sum_{\zeta} N_{\zeta} - \sum_{\zeta} N_{\zeta} W_{\zeta} \right). \quad (11)$$

Здесь $n_0 = 1/r_{кл.}^3$; N_{ζ} - число частиц в ζ -м координационном слое и $W_{\zeta} = \int_0^{E_{св.,\zeta}} f(E, T) dE$ -

вероятность того, что частица ζ -го координационного слоя пребывает в кластере.

По (9) и (10) определяются число степеней свободы и концентрация частиц в промежуточной зоне, когда в определенном температурном интервале происходит постепенный переход газового состояния в жидкое состояние. В жидком состоянии ситуация усложняется.

2. Среда в жидком состоянии. Применение вектора Умова для описания распространения тепла в жидкой среде представляется более плодотворным. Плотность тепловой энергии также определяется формулой (5), а число степеней свободы, возбуждаемых в жидкостях, - по (9). Однако в формуле (5) следует учитывать, что концентрация частиц в межкластерных объемах резко уменьшается вследствие существенного роста числа частиц в кластерных образованиях. Следовательно, в жидкостях присутствуют два сорта частиц: 1 - молекулы, взаимодействующих между собой ковалентной и ионной энергией связью с учетом электрон-дипольного и диполь-дипольного взаимодействия и 2 - кластерные образования преимущественно с первым координационным слоем.*)

По этим данным с применением методики, описанной в работе [4], был выполнен расчет энергий связи молекул воды внутри кластера и межкластерного бинарного взаимодействия. Эти значения оказались соответственно равными: $E_{св.,1} = 0,178$ эВ и $E_{св.,2} = 0,086$ эВ. Свободные молекулы воды в жидком состоянии связаны между собой энергией 0,0647 эВ. На поверхности жидкости молекулы окружены шестью молекулами в горизонтальной плоскости и одна молекула в вертикальной плоскости. Тогда результирующая энергия связи отдельных молекул на поверхности воды составит 0,45 эВ, что совпадает со значением, полученным из данных по насыщенным парам (0,46 эВ) и из значения сил поверхностного натяжения.

*) Ранее применительно к воде полагали [2], что это осколки не растаявшего льда, которые формируются водородной связью. В действительности это кластеры и взаимодействие между ними определяется диполь-дипольной связью.

Жидкое состояние возникает когда $E_{св.,1} \geq 3k_B T_{жс}$. При температуре кипения энергия бинарной связи ослабляется на величину

$$E_{кин.} \cong 3k_B T_{кин.} = 0,0964 \text{ эВ}, \quad (12)$$

а при температуре плавления – на величину

$$E_{пл.} \cong 3k_B T_{пл.} = 0,0706 \text{ эВ}. \quad (13)$$

В промежутке между температурой кипения 373 К и температурой таяния льда 273 К вода пребывает в жидком состоянии. Получается, что бинарная связь между кластерами в жидком состоянии настолько сильно ослабляется, что они между собой практически не взаимодействуют и являются свободными. В диапазоне температур, где реализуется жидкое состояние, плотность тепловой энергии определяется также по (5), но с учетом (9) и (10).

$$\text{Тогда} \quad w_{жс} = \frac{i}{2} k_B T_{эфф.} n, \quad (14)$$

где n – общая концентрация частиц.

Свободные молекулы воды совершают трансляционное движение, и, сталкиваясь с кластерами, осуществляют обменную связь между кластерами, которая обладает сферической симметрией. Возникающие сферически симметричные силы взаимодействия на равновесном расстоянии, препятствуют объемному сжатию и одновременно способствуют свободному растеканию жидкости во все стороны. Свободные двухатомные молекулы в жидком состоянии содержат три поступательные и две вращательные степени свободы, а трехатомные молекулы обладают тремя поступательными и тремя вращательными степенями свободы. Кластеры в жидком состоянии обладают тремя колебательными и тремя крутильными колебательными степенями свободы.

Распространение тепла в жидкостях (при отсутствии лучистого теплообмена) реализуется со скоростью распространения звука. Обычно скорость звука в воде находят по эмпирической формуле $v = \sqrt{\rho k_S}$, где k_S – адиабатный коэффициент сжатия. Для каждой конкретной жидкости адиабатный коэффициент сжатия определяется опытным путем. Это результат того, что жидкое состояние не достаточно изучено с учетом образования кластерных структур.

В жидкостях распространяются только продольные звуковые волны вдоль нормально приложенной силы. За время dt вдоль выбранного направления на жидкость будет действовать импульс силы $F \cdot dt$. Под действием такого импульса силы возникнет перемещение некоторой массы жидкости dm со скоростью v . Тогда:

$$F dt = dm v. \quad (15)$$

Если равенство (14) поделить на площадь действия силы S , то получаем импульс давления:

$$P dt = \frac{dm v}{S}, \quad (16)$$

Выражая массу dm через плотность, а давление через модуль Юнга, с учетом равенства (13), получаем: $E = \rho v^2$. (17)

Отсюда для скорости распространения продольных волн сжатия в жидкости:

$$v = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (18)$$

Здесь E – модуль объемного сжатия, определяемый для плоской волны сжатия следующим образом

$$E = \frac{[E_{св.,1}(r) - E_{св.,1}(r_0)]}{2\pi e^2 r_0^3} \frac{3k_B T}{E_{св.,1}(r_0) N_{кл.}}, \quad (19)$$

где $N_{кл.}$ – число частиц в кластере при температуре T .

Среднеэффективный радиус самой молекулы воды составляет $\sim 0,926 \text{ \AA}$, а среднеэффективное расстояние между молекулами, полученное из значения плотности воды, $1,552 \text{ \AA}$. Отсюда доля свободного объема в воде составляет $\sim 0,79$, а если учесть образование кластеров, то эта доля свободного объема в воде возрастет. Следует учитывать, что только свободный объем

поддается сжатию. Поэтому при распространении звука в жидкостях максимальный коэффициент сжатия составляет

$$\chi = 1 - \frac{4r_0^3}{r_1^3} = 1 - \frac{4 \cdot 0,926^3}{1,552^3} = 15\%.$$

В газах сжатие свободного объема молекул может достигать 100%. а в жидкостях в 7 раз меньше (для воды - это 15%). По этому параметру жидкость как-бы соответствует газу. Такое сжатие для воды в принципе не достижимо. Реально при распространении звука в воде происходит импульсное сжатие, которое зависит от амплитуды звуковой волны.

Чтобы получить зависимость скорости звука от температуры, следует коэффициент сжатия рассматривать как вариационный параметр. При каком импульсном сжатии звуковой волной получаются скорости ее распространения соответствующие экспериментальным данным приведено в табл. 1. По величине модуля сжатия воды она приближаются к твердому телу.

Таблица 1.

Величина объемного модуля сжатия, скорость распространения звука и коэффициент объемного сжатия воды в зависимости от температуры

Параметры	Температура					
	273	283	293	303	350	373
$E \cdot 10^{-9}, \text{ Па}$	1,96	2,09	2,20	2,26	2,64	2,86
$v, \text{ м/с}$	1401	1446	1482	1503	1625	1692
$\chi, \%$	9,80	9,60	9,50	9,55	9,60	9,60

Жидкое состояние представляет собой сложную систему взаимодействующих частиц, которые под влиянием внешнего возмущения могут приближаться и расходиться на достаточно большие расстояния. Поэтому молекулы в жидком состоянии совершают хаотическое трансляционное движение внутри жидкости.

Общая схема распространения тепла в одномерном случае изображена на рис.2. Под действием потока тепла $P_{ж,1}$ поверхность А рассматриваемого плоского слоя жидкой среды разогревается до температуры T_1 . Поток тепла $P_{ж,2}$ с поверхности Б обеспечивает температуру T_2 . Если не учитывать процессы разогрева и охлаждения ограничивающих поверхностей, то тогда можно применять уравнение теплопроводности (1).

Но такой случай реально в природе не реализуется. Кроме этого, решая уравнение второго порядка, необходимо задавать граничные и начальные условия, которые не возможно правильно сформулировать, не зная причин их возникновения в каждом конкретном случае. Рассмотрим разные случаи.

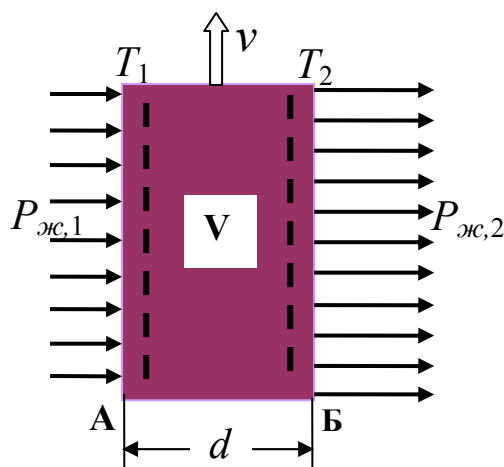


Рис. 2. Схема распространения тепла по среде в одномерном приближении

На основании (5) и (17) теплопроводность в жидкостях определяется величиной вектора Умова

$$P_{ж} \approx \frac{1}{2} k_B T n (6W_2 + 3W_1) \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (20)$$

Здесь $W_2 = \int_{E_{св.} - 3k_B T}^{\infty} f(E, T) dE,$

а $W_1 = \int_0^{E_{св.} - 3k_B T} f(E, T) dE.$

При $P_{ж,1} > P_{ж,2}$ произойдет разогрев среды. За время t разогрев среды произойдет до температуры

$$T = T_0 + \frac{P_{ж,1} - P_{ж,2}}{\rho d \bar{c}_v} t \quad (21)$$

Процесс разогрева происходит непрерывно. При $P_{ж,1} < P_{ж,2}$ рассматриваемая среда непрерывно

должна охлаждаться по закону (21).

3. Твердое тело. Внутренняя энергия твердого тела определяется не колебаниями отдельных составляющих его частиц или всего кристалла относительно какого-то положения равновесия, а поведением отдельных кластеров и их взаимодействием с разными частицами в твердом теле. При низких температурах внутренняя энергия обусловлена величиной энергии связи частиц третьей координационной сферы с основным кластером. В этом случае все противоречия снимаются, как это продемонстрировано в [6].

В твердых телах отдельные свободные атомы, молекулы или кластеры находятся в межкластерном объеме. Всего частиц в каждом свободном межкластерном объеме присутствует

$$N_{св.} = \sum_i N_i \int_{E_i}^{\infty} f(E, T_{эфф.}) dE. \quad (22)$$

Если возбуждены только поступательные степени свободы, то на одну частицу приходится внутренней энергии $3k_B T_{эфф.}/2N_{св.}$. Аналогично определяется энергия, приходящаяся на одну частицу, вращательной и колебательной степеней свободы.

Процесс распространения тепла в твердом теле следует рассматривать как последовательное возбуждение от кластера к кластеру всех степеней свободы, определяющих внутреннюю тепловую энергию по (23). При этом следует учитывать, что воздействие теплового потока осуществляется не непосредственно на чистый материал, а через промежуточный слой оксидов данного материала и слой адсорбированных атомов, молекул окружающей среды и в каждом случае со своей скоростью распространения теплового потока.

В твердых телах по мере снижения температуры и вследствие взаимодействия атомов друг с другом образуются устойчивые двухатомные молекулы, а затем взаимодействие атомов с двухатомными молекулами приводит к образованию трехатомных молекул. Образующиеся молекулы взаимодействуют между собой, друг с другом и с отдельными атомами. При этом образование трехатомных молекул не может происходить вследствие тройных столкновений атомов друг с другом, а их образование происходит при бинарном взаимодействии атомов с двухатомными молекулами.

Полученные энергии связи бинарного взаимодействия частиц в молекулярных структурах и их взаимного расположения в процессе образования кластерных структур свидетельствует о том, что кластерные структуры формируются только вследствие бинарного взаимодействия отдельных атомов друг с другом и такая кластерная структура рассмотрена в [6]. При температурах вблизи абсолютного нуля в третьем координационном слое могут возникать сложные структурные образования, приводящие к возрастанию энергии связи между частицами в кристалле, что неизбежно должно сказываться на изменении физико-механических свойств твердого тела при низких температурах.

Кластерные образования формируются не только путем бинарного взаимодействия между отдельными атомами, но и путем образования структур вокруг трехатомных молекул. В результате реализуются сложные аллотропические изменения в твердом теле в зависимости от роста или уменьшения температуры кристалла [2]. Все это необходимо учитывать при определении объемной плотности тепловой энергии в твердом теле.

Рассмотрим распространение тепла по твердому телу. Общая схема подвода и отсоса тепла применительно к твердому телу приведена на рис. 3. На поверхности твердого тела находятся оксидные слои или адсорбированные атомы или молекулы. Эти поверхностные слои определяют взаимодействие с потоком тепла

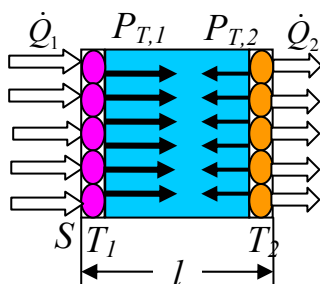


Рис. 3. Общая схема распространения тепла по твердому телу

падающего на твердое тело \dot{Q}_1 и выходящего из твердого тела \dot{Q}_2 . Падающий поток тепла разогревает поверхностный слой до температуры T_1 , а выходящий поток тепла поддерживает температуру T_2 . При этом $T_1 > T_2$. Внутри твердого тела возникает поток тепла $P_{T,1}$, а навстречу ему движется поток $P_{T,2}$. Оба потока определяются вектором Умова.

$$P_{T,1} = 3k_B T_1 n \sqrt{\frac{E_1}{\rho}}; \quad P_{T,2} = 3k_B T_2 n \sqrt{\frac{E_2}{\rho}}. \quad (23)$$

За время dt произойдет разогрев твердого тела, и температура его повысится на величину dT . На основании уравнения теплового

баланса получаем: $(P_{T,1} - P_{T,2})Sdt = c_V Sl\rho dT$.

Отсюда следует, что твердое тело будет разогреваться до температуры от T_2 до T_1 . Время, в течение которого произойдет такой разогрев, определится так:

$$t = \int_{T_2}^{T_1} \frac{c_V l \rho^{3/2} dT}{3k_B T_1 \sqrt{E_1} \left(1 - T \sqrt{E} / T_1 \sqrt{E_1}\right)}. \quad (24)$$

Если учесть возникающие потоки тепла, поглощаемые твердым телом и величину отдачи тепла, то интеграл (26) усложняется, так как температура на границах изменяется и возникает нестационарная теплопроводная задача. В каждом конкретном случае это вполне решаемая задача. Конкретно такая задача была решена в работе [4].

Выводы: Рассмотрена теплопроводная задача не с позиций решения дифференциального уравнения второго порядка, предложенного Фурье, а с более общих позиций путем применения вектора Умова. При таком подходе распространение тепла в разных средах рассматривается с единых позиций. Граничные условия вытекают из самой постановки задачи, и их не следует задавать. Для получения потока распространения тепла необходимо задавать среду и величины потоков тепла на границах.

1. Физические величины. Справочник / А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А. М. Братковский и др.; Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. – М.: Энергоиздат, 1991, - 1232 с.
2. Глинка Н.Л. Общая химия: Учебное пособие для вузов. 23-е изд., испр./Под ред. В.А. Рабиновича.- Л.: Химия, 1983. – 704 с.
3. Радциг А.А., Смирнов В.М. Справочник по атомной и молекулярной физике. – М.: Атомиздат. 1980 – 240 с.
4. Куць Н.Г., Гречихин Л.И. Влияние стационарной и нестационарной теплопроводности на эффективность работы дизеля. / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. – Донецк. ДонНТУ. 2011. Вып. 42. С. 137-148.
5. Сивухин Д.В. Курс общей физики. Термодинамика и молекулярная физика. – М.: Наука. 1972. – 551 с.
6. Гречихин Л.И. Наночастицы и нанотехнологии. – Мн.: ООО «Право и экономика», 2008. – 406 с.

Л.І. Гречихін, Н.Г.Куць, Енергетичний підхід вирішення теплопровідних задач в техніці з використанням вектора умов Показана неспроможність використання рівняння теплопровідності поширення тепла в різних середовищах. Використання вектора Умова дозволяє вирішувати теплопровідні задачі в любых середовищах, задаючи середовище і величини потоків тепла на межі розділення.

Ключові слова: теплопровідність, рівняння теплопровідності, вектор Умова, агрегатні стани.

Gretchihin L, Kuts N, **Energy approach in solving of the thermal conductivity tasks using technology of umov.** It was considered the propagation of heat fluxes based on the atomic-molecular structure and cluster structure of the different aggregate states. Heat distribution is not considered from the standpoint of thermal diffusivity, but in terms of thermal expansion using Umov's vector. Heat capacity is defined based on the probability of excitation of different degrees of freedom for each of the particles forming environment. During the distribution of heat was taken into account the change of the aggregate state of the medium structure and the heat capacity. Find out what the heat exchange processes occur at the interface between different states of aggregation.

Keywords: thermal, conductivity, heat-transfer equation, Umov-Poynting vector, aggregative states.

Стаття надійшла в редакцію 18.04.2014р.

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК БРАЛЬНОГО ПАСА ПОПЕРЕЧНОГО ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТУ

Дацюк Л.М., к.т.н., Юхимчук С.Ф., к.т.н., Дацюк Т.Л.
Луцький національний технічний університет

У даній статті подається методика визначення натягу пасу і тиску пасу в будь-якій точці між пасом і поверхнею роликів під час брання льону. Розраховано розподіл натягу пасу та тиск в поперечних криволінійних рівчачах. За результатами розрахунків побудовано епюри натягу та тиску.

Ключові слова: льонобральний апарат, натяг пасу, поперечний криволінійний рівчак, тиск, еюра.

Постановка проблеми. Якість брання льону залежить від роботи браального апарата. Результати аналізу конструкцій браальних апаратів показують, що тиск в браальних рівчачах можна утворити за рахунок натягу пасу, підпружинення роликів, а також жорсткості пасу. Тиск в рівчачові залежить, насамперед, від сили натягу пасу. А сила натягу залежить від подовження пасу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що є варіанти визначення натягу пасу і тиску пасу браального апарата. Беручи до уваги цей аналіз, вибираємо варіант визначення основних параметрів використовуючи конструкцію криволінійного рівчача браального апарату і на її базі проводимо визначення параметрів. Такий варіант визначення основних параметрів, можливо, будуть достатніми, щоб визначити параметри, але для цього потрібно провести теоретичне дослідження.

Мета дослідження є визначення натягу пасу і тиску в будь-якій точці між пасом і поверхнею роликів під час брання льону.

Результати дослідження. Прямолінійна залежність між силою натягу і подовженням зберігається при силі натягу, яка не перевищує 14 кН [1].

Отже, натяг пасу визначається за формулою:

$$S = k\varepsilon_p, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт пропорційності, це сила необхідна для подовження пасу на 1 %;

ε – відносне подовження пасу, %.

Під час обтягування ролика пасом і ковзання пасу відносно ролика силу S натягу пасу в будь-якому січенні bb (рис. 1) можна визначити по формулі Ейлера. Тому треба нехтувати силами інерції пасів, додатковими опорами жорсткості пасів і тертям роликів (які враховують при швидкості більше 5 м/с) [2].

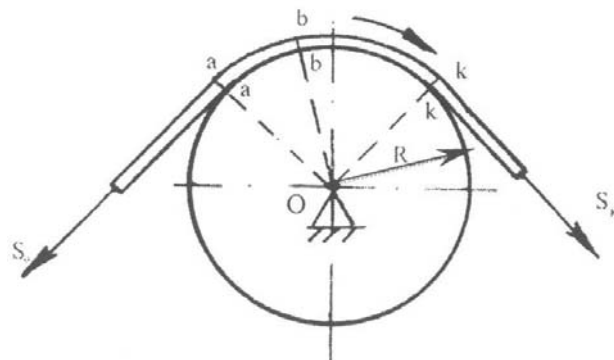


Рис. 1. Схема розміщення пасу на роликіві

$$S = S_0 \cdot e^{f\alpha}, \quad (2)$$

де S_0 – початкова сила з якою пас обтягує ролик (в перерізі aa), Н;

f – коефіцієнт тертя;

α – кут обхвату диска, починаючи від початкового перерізу aa до розглядуваного bb , рад.

Тиск в любій точці b між пасом і поверхнею ролика можна записати:

$$q = S / (B_n \cdot R), \quad (3)$$

де B_n – ширина пасу, м;

R – радіус кривизни в точці b , м;

Такий порядок розрахунку дійсний для частини пасу, який не взаємодіє з стрічкою льону. Коли бральний апарат здійснює брання льону, сила S міняється по довжині ривчака. Розглянемо ці зміни при умові, що пас не розтягується.

Пас під час роботи притискає стебла до ролика (рис. 2), пересилюючи складову P_{is} сили P_i – опір стебла висмикуванню, яка лежить в площині ривчака. Сила P_i буде направлена по стеблах льону.

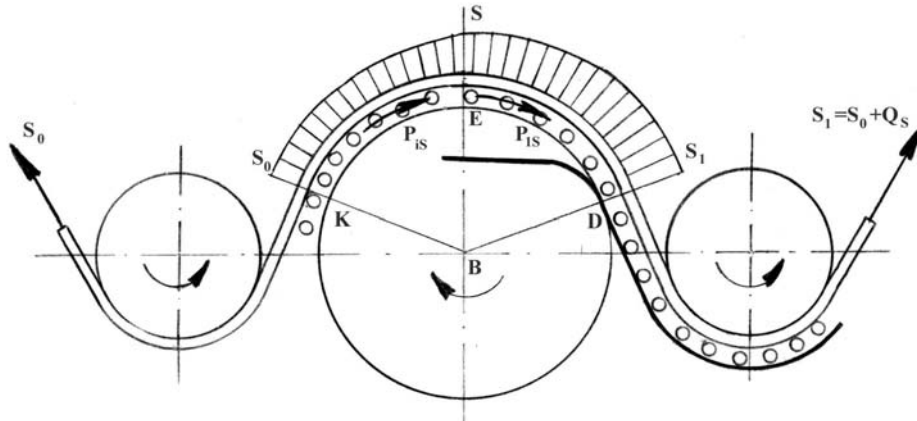


Рис. 2. Епюра натягу пасу на першій секції

Стебла при дії брального апарата з подільниками нахилиються на кут β . Так як робочий нахил брального апарата α_p має оптимальний кут 45° , розглянувши подібність трикутників $\triangle OTK$ і $\triangle KMN$ (рис. 3) побачимо, що сила P_i буде перпендикулярна до площини брального апарату. Якщо відома сила P_i з якою стебло в початковій точці K ривчака опирається висмикуванню, і кут τ , під яким воно висмикується, то $P_{is} = P_i \sin \tau$.

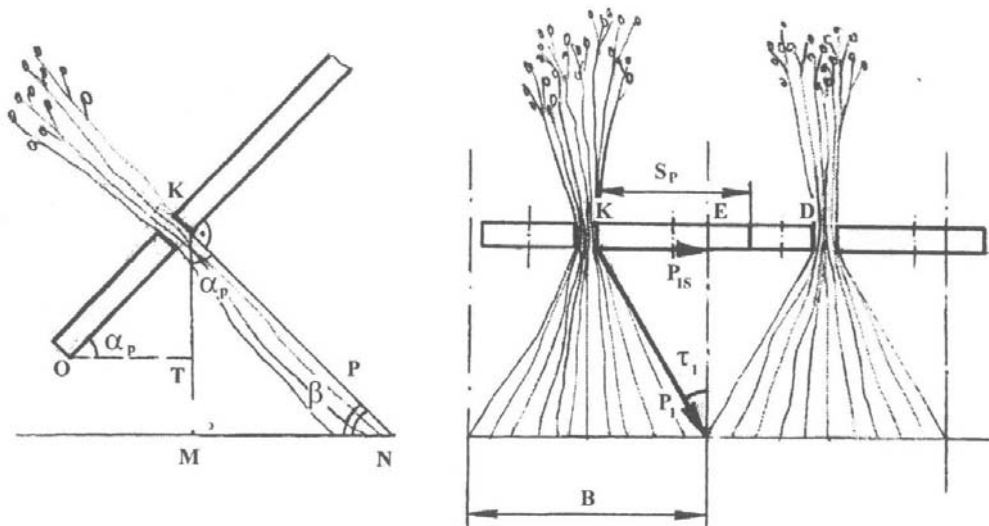


Рис. 3. Схема сил, які діють на стебла льону

Розглядаючи бральний відрізок ривчака (рис. 3), побачимо, що в ньому деяка η -а частина стебел опирається висмикуванню, а інша $(1-\eta)$ частина транспортується і буде вибрана на

наступній ділянці брального ривчака. Але для спрощення процесу будемо рахувати, що коефіцієнт η не змінюється по довжині ривчака, $\eta=0,5$.

Число стебел, які знаходяться на бральному відрізьку ривчака:

$$i_0 = B \cdot i_0 \cdot S_p \cdot \mu, \quad (4)$$

де B – відстань між носиками сусідніх подільників, m ;

i_0 – густина стеблистою, $шт./m^2$;

S_p – довжина зони брання стебел, m ;

μ – показник кінематичного режиму, тобто відношення швидкості агрегату до швидкості пасу, $\mu=0,5$ [3].

На початку ривчака (в точці K) пас пересилує опір P_{iS} тільки одного стебла. Під час руху точок пасу число стебел збільшується, відповідно зростає натяг пасу. Після виходу з брального ривчака пасові приходиться пересилувати складові P_{iS} , P_{2S} , ..., P_{DS} сил опору всіх стебел висмикуванню. Результируюча сила рівна:

$$Q_S = \sum_{i=1}^{iS \cdot \eta} P_{iS}. \quad (5)$$

Брання льону буде за умови, що $P_{iS} \leq F$, де $F = d_c \cdot f \cdot S/R$ – сила тертя стебла льону по пасу. Якщо на початку ривчака натяг пасу рівний S_0 , то в кінці $S_0 + Q_S$. В будь-якій точці E на відстані S_x від точки K натяг пасу буде:

$$S_1 = S_0 + \sum_{i=1}^{ix \cdot \eta} P_{iS}, \quad (6)$$

де $i_x = i_0 \frac{S_x}{S_p}$.

Тоді середній тиск в ривчаків q_{1x} на відстані S_x від точки K у відповідності з рівністю (3) буде:

$$q_{1x} = (S_0 + \sum_{i=1}^{ix \cdot \eta} P_{iS}) / (B_n \cdot R). \quad (7)$$

Запишемо рівність (6) і (7) для виходу з 1-го брального ривчака:

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + B \cdot i_0 \cdot P \cdot S_p \cdot \mu \cdot \eta \cdot \sin \tau; \\ q_{1x} = (S_0 + B \cdot i_0 \cdot P \cdot S_p \cdot \mu \cdot \eta \cdot \sin \tau) / (B_n \cdot R). \end{cases} \quad (8)$$

Беремо до уваги теорію пасової передачі, згідно якої сума натягу ведучої і веденої вітки рівна подвоєному початковому натягу:

$$S_n + S_g = 2S_0, \quad (9)$$

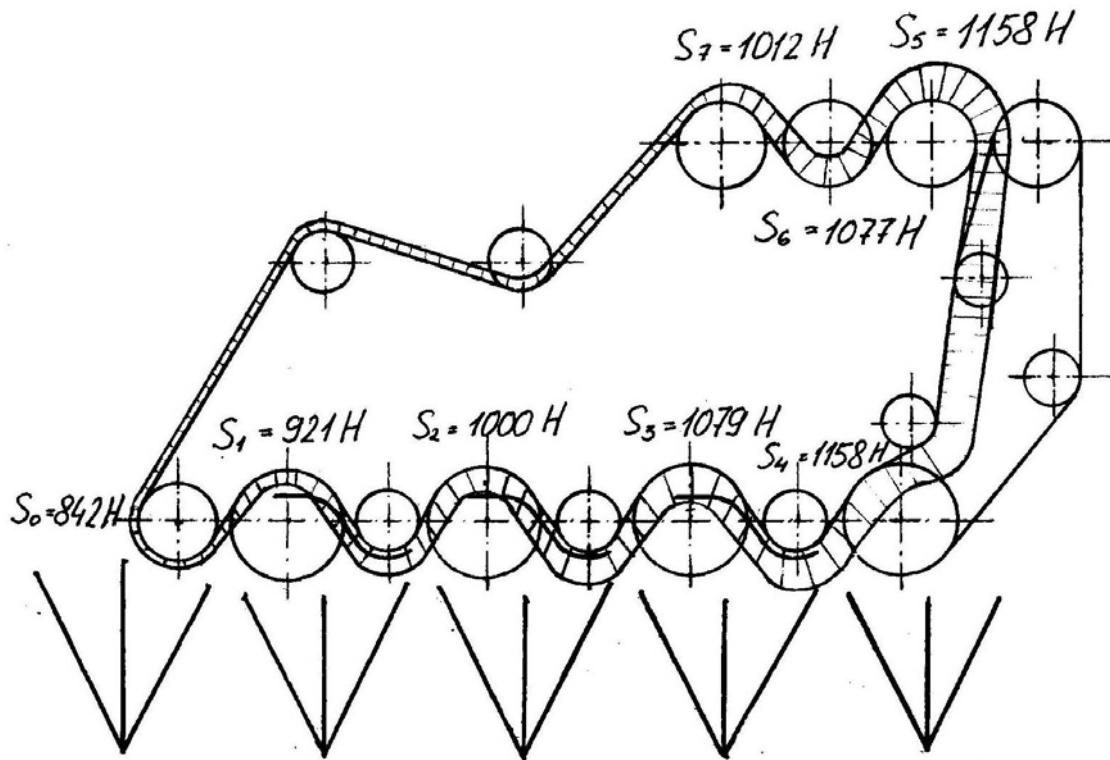
де S_n – натяг ведучої вітки;

S_g – натяг веденої вітки.

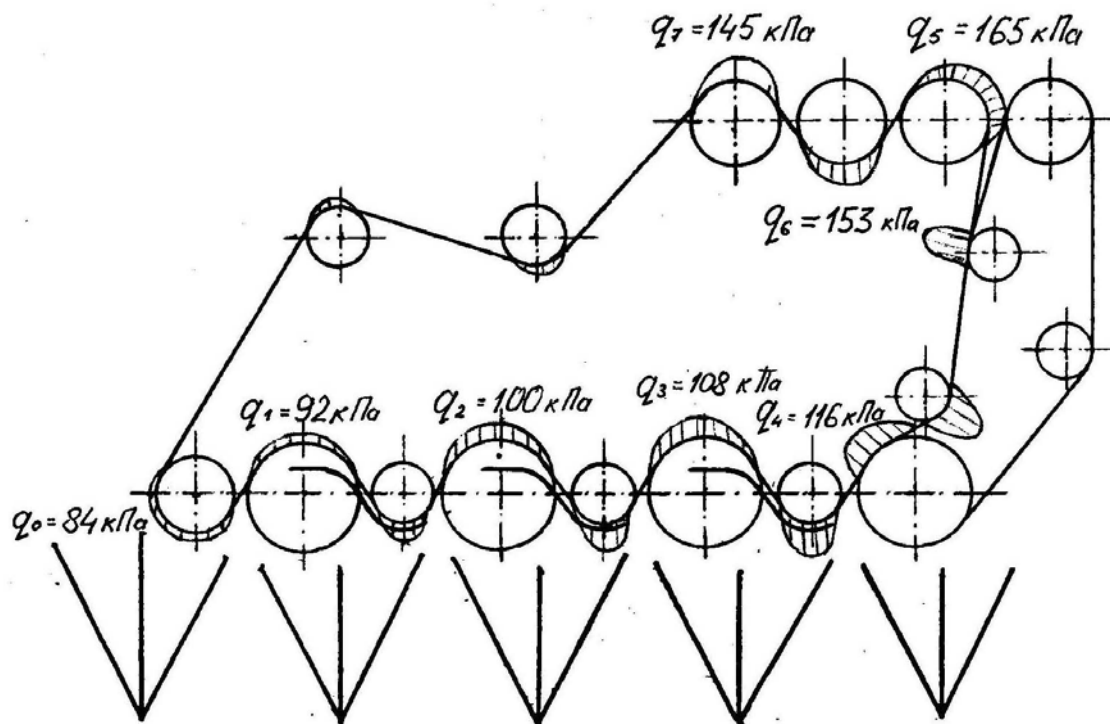
У бральному апараті n ривчаків, якщо $i_x \rightarrow i_0$, то $S_x = S_p$. Таким чином, з рівностей (8) і (9) будемо мати:

$$\begin{cases} S_g = S_0 - 0,5n \cdot B \cdot i_0 \cdot P \cdot S_p \cdot \mu \cdot \eta \cdot \sin \tau; \\ S_n = S_0 + 0,5n \cdot B \cdot i_0 \cdot P \cdot S_p \cdot \mu \cdot \eta \cdot \sin \tau; \\ q_{nx} = (S_0 + n \cdot B \cdot i_0 \cdot P \cdot S_p \cdot \mu \cdot \eta \cdot \sin \tau) / (B_n \cdot R). \end{cases} \quad (10)$$

Приймаючи, що $S_0=1 \text{ кН}$; $P=6 \text{ Н}$; $i_0=1500 \text{ шт./м}^2$; $S_p=0,2$; $\mu=0,5$; $\eta=0,5$; $\tau=30^\circ$; $f=0,022$ побудовано діаграми натягу пасу і тиску на криволінійних ділянках пасової передачі (рис. 4).



а)



б)

Рис. 4. Розподіл натягу паса і тиску на криволінійних ділянках пасової передачі:

а) епюра натягу паса;

б) епюра тиску між пасом та роликом

Висновок. Отже, можна зробити висновок, що дану методику визначення натягу паса і тиску у поперечних криволінійних ривчаках можна використовувати не тільки для розробленого

1. Льюноборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991.
3. Летошнев М.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колос, 1971.
4. Дацюк Л.М. Конструктивні особливості машини для двофазного збирання льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 81–84.
5. Дацюк Л.М. Визначення натягу паса і тиску в криволінійному рівчакові льнобрального апарату // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Випуск 6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 54–59.
6. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 376 с.
7. Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів змінних брального і підбирально-повертального апаратів льонозбиральної машини: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2005. – 157 с.
8. Юхимчук С.Ф. Розрахунок енергії при механізованому бранні стебел льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 3. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.
9. Цикалюк Ю.О. Про вплив характеру руху льонопідбирача на якість підйому стрічки // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 318–321.
10. Хайліс Г.А., Дацюк Л.М. Про завантаження ведучих шківів брального апарату з поперечними рівчаками // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 331-336.
11. Хайліс Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин: Труды Великолукского сельхозинститута. – Выпуск XXVI. – Елгава, 1973. – 333 с.
12. Пат. 22515А Україна, МКл А01D45/06. Машина для збирання льону: Хайліс Г.А., Божидарник В.В., Горбовий А.Ю., Юхимчук С.Ф., Довгополюк В.Ф., Дацюк Л.М., Клекоць Л.І., Ужегова О.А., Цикалюк Ю.О., Рудий С.М. (Україна) – № 97031357; Заявл. 25.03.97; Опубл. 17.03.98, Бюл. № 6. – 5 с. (автором запропоновано привод довгого та короткого пасів брального апарату).
13. Хайліс Г.А., Дацюк Л.М. Розрахунок опору в рівчаках льнобрального апарату з поперечними рівчаками // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Випуск 9. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 145–150.

Л.Н. Дацюк, С.Ф. Юхимчук, Т.Л. Дацюк. Силовой расчет тербильного ремня поперечного льнотербильного аппарата. В данной статье подается методика определения натяжения ремня и давления в любой точке между ремнем и поверхностью ролика во время тербления льна. Рассчитано распределение натяжения ремня и давление в поперечных криволинейных ручьях. В результате расчетов построены эпюры натяжения и давления.

L. Datsiuk, S. Yuhymchuk, T. Datsiuk. Calculation of pulling belt tension of transversal flaxpulling apparatus. In this paper technique for determining the tension and pressure at any point between the belt and the roller surface during uprooting flax is supplied. Distribution of the tension and pressure in the transverse curved streams is calculated. As a result of calculations, diagrams of tension and pressure were built.

Стаття надійшла в редакцію 13.05.2014 р.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ВІБРАЦІЇ ТА УДАРІВ ВІД КОЛІС ДО ЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТА МАШИНИ

Б.М. Дівеев, І.В. Коник, Д.Л. Парашук, Я.М. Пелех
Національний університет «Львівська Політехніка»

Розглядаються задачі розповсюдження вібрації та ударів від коліс до чутливого елемента машини. Досліджується вплив параметрів вібрації та ударів на динамічні властивості підвіски військової колісної машини. Визначені небезпечні параметри збурення.

Ключові слова: колісна машина, підвіска, вібрація, удар, параметри збурення

Вступ. Однією з важливих проблем проектування сучасних транспортних засобів, зокрема колісних машин є амортизація чутливих до вібрації елементів при збереженні оптимальних техніко-економічних показників, а саме таких, як функціональність, комфортність, економічність, енерго- та матеріаломісткість, експлуатаційні витрати, витрати на ремонт та інше. Первинною задачею в цьому напрямку є необхідність удосконалення аналітичного методу розрахунку дії динамічних навантажень з метою наближення теоретичних результатів до експериментальних даних та досягнення раціонального і ефективного проектування систем амортизації чутливих елементів. Таке завдання, очевидно, може бути виконано з допомогою сучасних комп'ютерних програм, що широко використовуються в САПР. Це, наприклад, ADAMS, Pro/Engineer, NASTRAN, ANSYS, COSMOS... Зазначимо, що застосування лише цих програм часто недостатнє. По-перше, достеменно не відомі динамічні навантаження, що діють на машину в реальних умовах експлуатації, а використання для цього моделі підвіска – жорсткий корпус навряд чи коректно. По-друге, нам потрібні не лише миттєві пікові значення напружень в елементах конструкції, а їх ресурсна оцінка. А це вимагає врахування складних процесів втоми та корозії металу.

На даний час переважаюча більшість математичних моделей амортизації транспортних засобів базується на простих дискретних схемах розрахунку, часто розглядається найпростіша одновимірна модель: невіднесена маса – підвіска – основна маса машини. Проте такі моделі не дають можливість врахувати гнучкість конструкції машини, а також визначити динамічні напруження. Тому в даній роботі запропоновано дискретно-континуальні моделі динаміки машин, що не мають цих недоліків. Для зменшення коливань чутливого елемента машини у середньому частотному діапазоні необхідно враховувати деформативність цієї конструкції. Адже робоча частота може наближатися до власних частот конструкції. У такому випадку треба розглянути більш загальну дискретно-континуальну розрахункову схему.

Огляд попередніх досліджень. Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин розроблено ряд розрахункових схем (Р. С.) [1-3]. Частий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними були незв'язані дискретні моделі [2]. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, часто розглядається не досить повно. В даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [4-7], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Дискретно-континуальне моделювання знайшло широке застосування в розрахунку динаміки колісних екіпажів та колісних поїздів [4-7]. Це насамперед пов'язане з необхідністю визначення напружень в такого роду конструкціях при динамічних навантаженнях. Дискретні Р. С. дозволяють лише визначати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Часто вони переобтяжені деталями. Внесення додаткового дискретного елемента навіть малої маси, вносить значні зміни в АЧХ в області його власного резонансу, хоча сама наявність такого елемента може вносити доволі незначні зміни як в технологічний процес, так і в реальний напружено-деформований стан (н. д. с.) конструкції. Дискретно-континуальні моделі дозволяють, на основі значно меншого числа параметрів, описати як технологічний процес, так і саму динаміку екіпажу.

Постановка задачі. Побудуємо просту математичну модель для дослідження поширення віброударних процесів у машині. Розглянемо одновимірну модель (рис. 1)

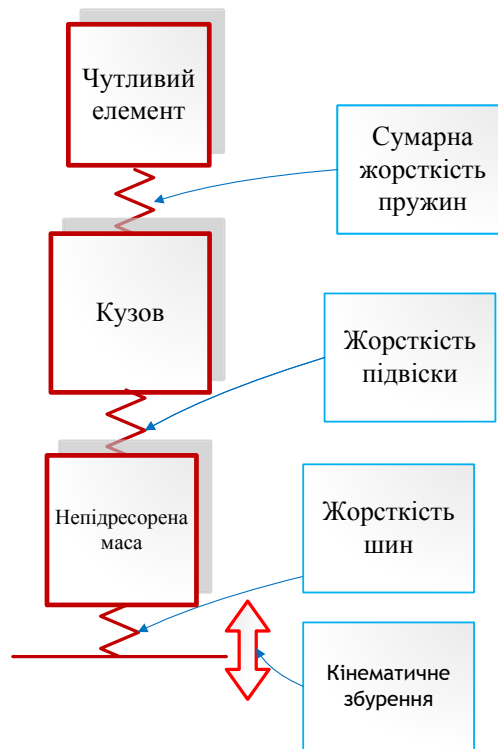


Рис.1. Одновимірна схема колісної машини з кінематичним збуренням

Рівняння динамічної рівноваги будуть

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1(u_1 - u_0) + k_2(u_1 - u_2) &= 0, \\
 m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} + k_2(u_2 - u_1) + k_3(u_2 - u_3) &= 0, \\
 m_3 \frac{d^2 u_3}{dt^2} + k_3(u_3 - u_2) &= 0.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Тут u_1, u_2, u_3 переміщення, відповідно, непідресореної маси, кузова, турелі, m_1, m_2, m_3 – їх маси, k_1, k_2, k_3 – жорсткість шин, підвіски і сумарна жорсткість пружин турелі, u_0 – кінематичне збурення. В загальному нелінійному випадку та при врахуванні демпфування складові $k_i(u_{i+1} - u_i)$ потрібно замінити на деякі нелінійні функції $f_i\left(u_{i+1} - u_i, \frac{du_{i+1}}{dt} - \frac{du_i}{dt}\right)$. Розглянемо тут лінійний випадок в'язкого демпфування, при якому ці функції будуть мати вигляд

$$f_i = k_i(u_{i+1} - u_i) + c_i\left(\frac{du_{i+1}}{dt} - \frac{du_i}{dt}\right), \tag{2}$$

c_i – коефіцієнти в'язкого демпфування.

Визначення параметрів моделі. На рис. 2 показано автомобіль (марки «Хаммер»)

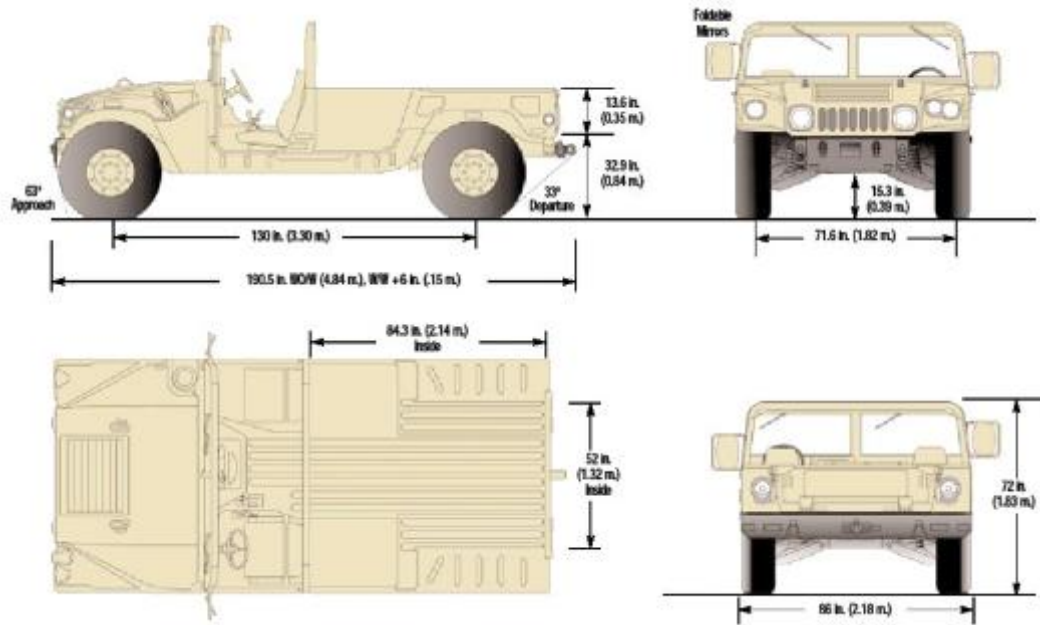


Рис. 2. Основні розміри машини

Маса машини – 3800кг. Маса спорядженої машини (5 чол. + 370 кг вантажу) – 4670кг. Підвіска складається з пружин стиску (рис. 3), параметри яких наведені у табл. 1.



(а)



(б)

Рис. 3. Пружини підвіски Хаммера: (а) передня; (б) – задня підвіска

Табл. 1.

<p>Передня підвіска:</p> <ul style="list-style-type: none"> - зовнішній діаметр пружини – 180мм; - січення прута – 23,8 мм; - кіл-ть витків – 5 та ¼; 	<p>Задня підвіска:</p> <ul style="list-style-type: none"> - зовнішній діаметр пружини – 180мм; - січення прута – 27,2 мм; - кіл-ть витків – 6 без 1/10;
--	--

Використовуючи відому формулу для жорсткості пружини $k = \frac{8d^4}{GD^3N}$, отримуємо наступні жорсткості передньої та задньої підвісок $k_p \approx 2 \cdot 135 = 270 \text{кН/м}$, $k_M \approx 2 \cdot 215 = 430 \text{кН/м}$

Масові параметри для системи (1) можна визначити, виходячи з розподілу мас по об'єму машини. На рис. 4 показане характерне відхилення кузова машини.

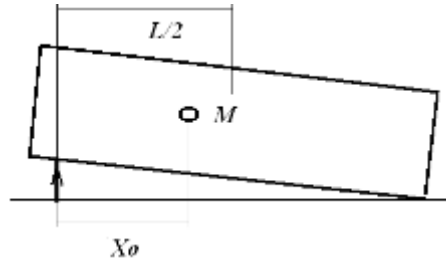


Рис. 4 Характерне відхилення кузова машини

Тут M – маса автомобіля, X_0 – віддаль центра ваги від колеса L – віддаль між осями. Можна зауважити, що масу половини кузова m_1 треба замінити на $m'_1 = m_1 \frac{L}{2X_0}$.

Рівняння в частотній області. В частотній області рівняння (1) будуть мати вигляд [2]

$$\begin{aligned} -\omega^2 m_1 u_1 + k_1(u_1 - u_0 + i\omega\eta_1(u_1 - u_0)) + k_2(u_1 - u_2 + i\omega\eta_2(u_1 - u_2)) &= 0, \\ -\omega^2 m_2 u_2 - k_2(u_1 - u_2 + i\omega\eta_2(u_1 - u_2)) + k_3(u_2 - u_3 + i\omega\eta_3(u_2 - u_3)) &= 0, \\ -\omega^2 m_3 u_3 - k_3(u_2 - u_3 + i\omega\eta_3(u_2 - u_3)) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

На алгоритмічній мові Фортран для системи алгебраїчних рівнянь (3) була складена програма розв'язку. Розглядався проїзд машини з різною швидкістю по рельєфу з заданими властивостями:

$$A(x) = \sum_i a_i \sin(\omega_i x). \quad (4)$$

При різній швидкості пересування V по цьому рельєфу кінематичне збурення u_0 буде

$$u_0 = \sum_i a_i \sin(\omega_i Vx) = \sum_i a_i \sin(\omega'_i x), \quad (5)$$

де $\omega'_i = V\omega_i$. В частотній області

$$u_0 = \sum_i a_i \sin(\omega'_i). \quad (6)$$

Надзвичай зовнішні збурення від рельєфу зосереджують у деякому діапазоні частот, що, як бачимо, залежить від швидкості пересування машини. Розглянемо зовнішні збурення як суму рівномірно розподіленої по частотному діапазоні вібрації (білий шум) та деякого центрованого синусоїдального шуму [2].

$$u_0 = A_0 + a(\omega)\sin(\omega), \quad (7)$$

де A_0 – інтенсивність рівномірної складової збурення, а $a(\omega)$ – інтенсивність синусоїдального шуму:

$$a(\omega) = a_0 \sin\left(\frac{\pi\omega}{T}\right), \quad \omega_1 < \omega < \omega_1 + T; \quad a(\omega) = 0, \quad \omega > \omega_1 + T, \quad \omega_1 > \omega \quad (8)$$

На рис. 5 показаний характер поширення вібрації у частотній області при різному розташуванні максимуму піку інтенсивності вхідного сигналу. Параметри у моделі (3) приймалися такими: $m_1 = 100\text{кГ}$, $m_2 = 2000\text{кГ}$, $m_3 = 30\text{кГ}$; $k_1 = 30\text{кН/м}$, $k_2 = 300\text{кН/м}$, $k_3 = 100\text{кН/м}$.

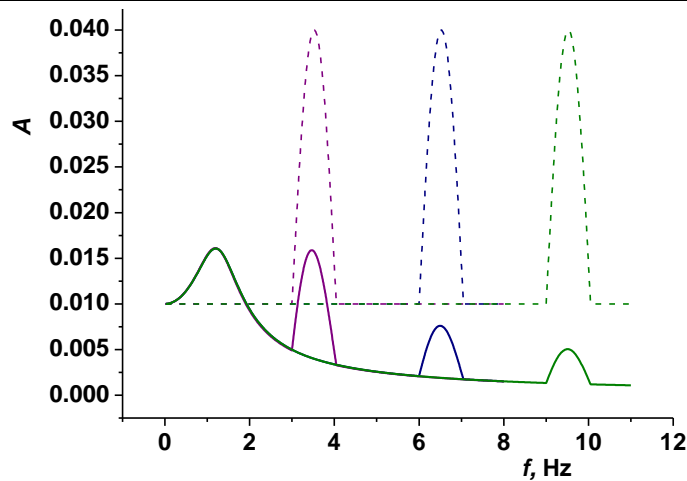


Рис. 5. Характер поширення вібрації у частотній області (пунктирна лінія – вхідний сигнал, суцільна – коливання кузова) при різному розташуванні максимуму піку: 3 Гц; 6 Гц; 9 Гц

Як можна помітити, при цьому ж максимумі інтенсивності, при розташуванні піку у вищому частотному діапазоні, підсилюється віброзахист і інтенсивність коливань кузова падає. Це пояснюється віброзахисними властивостями підвіски.

Рівняння у часовій формі. Розглянемо тепер рівняння (1) з в'язким демпфуванням. Як зовнішнє збурення розглянемо деякий періодичний процес зовнішніх імпульсів довжиною dT та частотою повторення f_I . На рис. 6. показаний характер поширення ударного навантаження (на основі системи (1)). Дані задавалися так як і у частотній області.

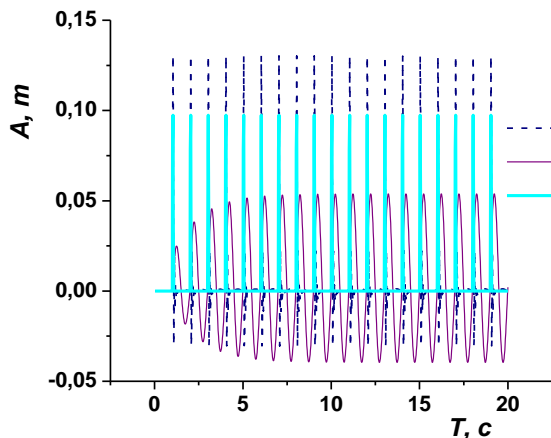


Рис. 6. Характер поширення ударного навантаження

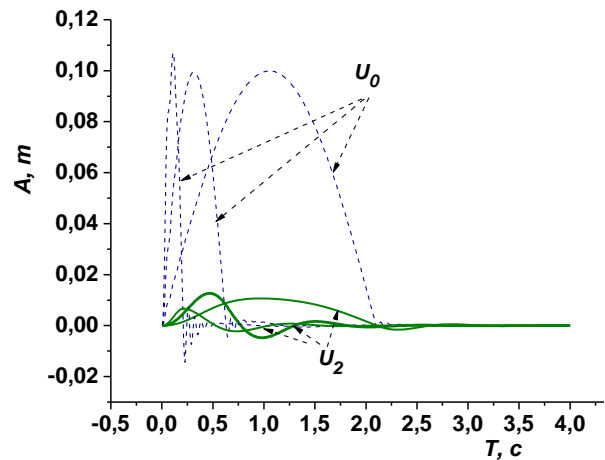


Рис. 7 Характер поширення ударного навантаження при подинному імпульсі

На рис. 7 показаний характер поширення ударного навантаження при подинному імпульсі різної довжини. Можна помітити, що при меншому інтервалі імпульсу його дія зменшується. Максимальне відхилення спостерігається при довжині імпульсу півперіода власних коливань машини.

Висновки. Розглянуто характер поширення вібрації від коліс військової машини Хаммер до її кузова в залежності від параметрів зовнішнього збурення. Показано, що як і збурення високої частоти, так імпульсне збурення з короткочасними імпульсами в основному гасяться у підвісці. небезпечними є зовнішні збурення, частота яких співпадає з частотою власних коливань машини, або імпульси довжиною півперіода власних коливань машини.

1. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. Машиностроение, 1987.
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М., “Машиностроение”, 1976, 530 с.
3. Паршиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд М.:Машиностроение 1978, 227с.
4. Вікович І.А., Дівесв Б.М., Дорош І.Р. Розрахунок та мінімізація коливних процесів у штангах обприскувачів. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник – Львів, Вид-во «Львівська політехніка» 2011.- № 45.-С.460-465.
5. Богдан Дівесв, Ігор Височан, Дмитро Парашук. Оптимізація системи динамічних гасників коливань для чутливих елементів автомобілів. 11 – й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові 2013, С. 107-108.
6. Парашук Д.Л. Дослідження динаміки колісного екіпажу. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. Вісник НУЛП. № 746. Львів, 2012.- С.168-171
7. Б.М. Дівесв, Д.Л. Парашук, Р.В. Сава, Г.Т. Черчик. Вплив параметрів об'єкту віброзахисту та динамічного гасника коливань на енергоефективність вібропоглинання. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник, Луцьк, Вип. 41, 2, 2013, С. 28-33.

Б.М. Дивеев, И.В. Конык, Д.Л. Парашук, Я.Н. Пелех. Исследование распространения вибрации и ударов от колес к чувствительному элементу машины. Рассматриваются задачи распространения вибрации и ударов от колес к чувствительному элементу машины. Исследуется влияние параметров вибрации и ударов на динамические свойства подвески военной колесной машины. Определены опасные параметры возбуждения.

Ключевые слова: колесная машина, подвеска, вибрация, удар, параметры возбуждения

B.M. Diveyev, I.V. Konyk, D.L. Parashchuk, Y.M. Pelekh. Investigation of vibration and shock transition from wheels to the car sensitive element. The problems of vibration and shock transition from wheels to the car sensitive element under dynamic excitation are discussed. The influences of vibration and shocks parameters on the dynamic suspension properties for the military wheel car are investigated. Dangerous excitation parameters are determined.

Keywords: wheel car, suspension, vibration, shock, excitation parameters

Стаття надійшла в редакцію 25.04.2014р.

ВПЛИВ ЯКОСТІ ІДЕНТИФІКАЦІЇ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ НА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРТИЗИ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД

Кашканов В.А., Косовець В.С.
Вінницький національний технічний університет

Запропоновано метод ідентифікації коефіцієнта зчеплення шини колеса автомобіля з дорожнім покриттям, який дозволяє зменшити невизначеність даного коефіцієнта при проведенні автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод.

Ключові слова: коефіцієнт зчеплення, дорожньо-транспортна пригода, ідентифікація, гальмування, автотехнічна експертиза.

Постановка проблеми. Одним з основних напрямків наукових досліджень автотехнічної експертизи є дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди (ДТП).

За останні десять років в Україні зареєстровано більше 400 тис. ДТП, у яких загинуло біля 70 тис. чоловік й одержали поранення різного ступеня важкості біля 470 тис. чоловік. Отже, щорічно в Україні гине на автомобільних дорогах близько 6,5-7,0 тис. чоловік й одержують поранення 45-47 тис. чоловік. В Італії з населенням 57 млн. чоловік, що на 20% вище, ніж в Україні, при кількості автомобілів в 4,5 рази більше (30,7 млн. од.) за рік гине близько 6,6 тис. чоловік.

Для якісного розслідування ДТП, які з кожним роком, нажаль, все частішають, потрібні нові методи наукових досліджень, які відповідають сучасному рівню розвитку науки та техніки.

Ідентифікація коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям є однією з основних задач під час розслідування причин ДТП. Кількісна характеристика цього коефіцієнта використовується в багатьох розрахункових рівняннях, вживаних при аналізі дорожньо-транспортних пригод. Від точності визначення коефіцієнта зчеплення залежить об'єктивність прийняття рішення про винність або не винність водія, який скоїв ДТП (наприклад, наїзд на пішохода), у той час, як остаточна його оцінка визначається автотехнічним експертом суб'єктивно.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Великий вклад в дослідження коефіцієнта зчеплення внесли В. І. Кнороз, Є. А. Чудаков, І. П. Петров, В. А. Асторов, Е. Г. Подліх, А. Б. Гредескул, О. С. Федосов та інші. З цих праць відомо, що найбільш поширеними є методи обчислення коефіцієнту за довжиною гальмівного шляху, величиною сповільнення при гальмуванні та визначенням зусилля, необхідного для переміщення причепа з загальмованими колесами. Також застосовують портативні прилади, які безпосередньо заміряють коефіцієнт зчеплення на дорожній поверхні (див. табл. 1). Табличні ж значення коефіцієнта зчеплення, які пропонується використовувати згідно діючої методики при експертизі ДТП [10], надаються у вигляді діапазону значень, переважно для випадку 100% проковзування колеса відповідно до типу і стану дорожнього покриття без урахування більшості факторів, які впливають на його величину.

Таблиця 1

Класифікація приладів для виміру коефіцієнта зчеплення

За призначенням	За принципом оцінки ступеня ковзкості	За способом моделювання процесу тертя в контакті автомобільних шин
Для оцінки зчіпних якостей дорожніх та аеродромних покриттів.	Вимірюючі гальмівну силу або гальмівний момент. За конструктивними ознаками: а) динамометричні; б) портативні.	Прилади, які забезпечують натурне моделювання (більшість динамометричних приладів і автолабораторії, що вимірюють інтенсивність сповільнення).
Для оцінки зчіпних якостей автомобільних шин.	Вимірюючі інтенсивність сповільнення при гальмуванні автомобіля (гальмівний шлях).	Прилади, в яких використовується принцип фізичного моделювання (деякі динамометричні і всі портативні прилади).

Аналіз існуючих методів аналітичного визначення коефіцієнта зчеплення, які описані в [1-5 та ін.], показав неможливість їх використання без спеціальних довідникових даних про

матеріал, з якого виготовлена шина та неможливість врахування ряду основних експлуатаційних факторів впливу на коефіцієнт зчеплення, тобто неможливе використання при відсутності точних значень величин, що входять у залежності. Все це створює складність їх використання, особливо при проведенні експертизи ДТП.

Вагомими недоліками усіх перелічених методів та приладів є:

- відсутня можливість безпосереднього визначення коефіцієнта зчеплення під час експлуатації автомобіля для визначення безпечних режимів руху;
- неможливість застосування ні одного з них для врахування усіх комбінацій факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення;
- необхідність проведення вимірів на місці пригоди в найкоротший час після виникнення ДТП;
- неможливість оцінки величини коефіцієнта зчеплення за інформацією протоколів дорожньо-транспортних пригод.

Метою даної роботи є приклад реалізації удосконаленого методу визначення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям при автотехнічній експертизі дорожньо-транспортних пригод, який дозволяє зменшити діапазон невизначеності та підвищити об'єктивність його ідентифікації.

Основні результати дослідження. У роботі [6] запропоновано метод оцінки коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям, який створений за допомогою теорії нечітких множин (див. рис. 1).

Запропонована в даній роботі модель визначення коефіцієнта зчеплення, на відміну від інших методик, дозволяє враховувати основні фактори впливу на даний коефіцієнт, використовуючи інформацію з протоколів ДТП, навіть при відсутності точних кількісних значень окремих параметрів. Удосконалена модель оцінки коефіцієнта зчеплення розроблялась на основі метода ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань [7].

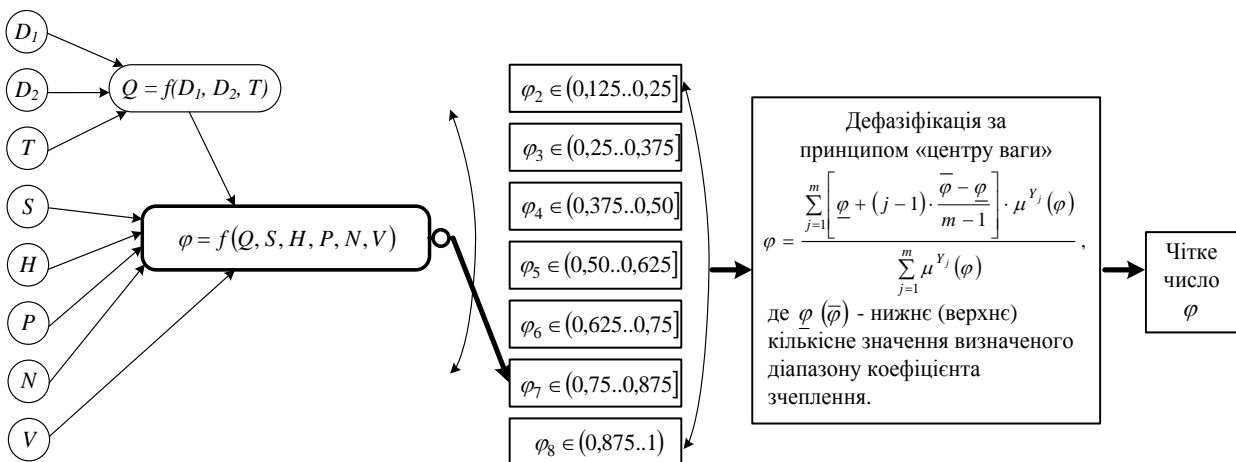


Рис. 1. Структура моделі визначення коефіцієнта зчеплення

Для прикладу застосування запропонованої моделі розглянемо матеріали дорожньо-транспортної пригоди.

Автомобілем Daewoo Lanos, обладнаним АБС, збито пішохода, який перетинав проїзну частину дороги зліва направо відносно руху автомобіля.

Потрібно визначити, чи мав технічну можливість водій шляхом гальмування уникнути наїзду за таких умов. Інформація з протоколу ДТП:

- тип дорожнього покриття – асфальтобетон;
- стан дорожнього покриття – нашарування вологого ґрунту;
- тип шин – низького тиску;
- ступінь проковзування шини при гальмуванні – без блокування;
- зношеність шин – в межах допустимого (біля 50% від номіналу);
- тиск в шинах – нормальний (100% від номіналу);
- завантаження автомобіля – низьке (біля 10% від максимального);
- швидкість автомобіля – 65 км/год (визначено шляхом слідчого експерименту);
- загальна вага автомобіля $G_a = 11770$ Н.

Ділянка дороги горизонтального профілю. На дорожньому покритті слідів гальмування

автомобіля не зафіксовано. Після наїзду до повної зупинки автомобіль в загальмованому стані подолав 4,2 м. З моменту виникнення перешкоди для руху і до моменту наїзду пішоход подолав 3 м із швидкістю 4,5 км/год. Пішохода збито передньою частиною автомобіля.

Розв'язування.

Питання про технічну можливість уникнення наїзду можна вирішити, порівнюючи величину шляху, необхідного для зупинки транспортного засобу S_0 і відстань, на якій знаходився цей транспортний засіб від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху S_a .

Для відповіді на питання про технічну можливість уникнення ДТП шляхом гальмування слід порівняти відстань, яка необхідна для зупинки автомобіля, з віддаленням автомобіля в момент виникнення небезпечної обстановки [8-10].

Для наглядного порівняльного аналізу запропонованої методики і діючої про технічну можливість водія уникнення наїзду, побудуємо графічні залежності зупинного шляху та відстані від автомобіля до пішохода від коефіцієнта зчеплення в момент виникнення небезпечної обстановки для даної дорожньої ситуації (див. рис. 2). Даний аналіз справедливий при умові, що ДТП вже трапилася і всі вихідні дані зафіксовано.

З даного рисунка можна визначити як буде впливати визначена величина коефіцієнта зчеплення на результат про технічну можливість водія уникнути наїзд.

Основні результати розрахунків для прийняття рішень зведено в таблицю 2.

Таблиця 2

Результати розрахунків для прийняття рішення

Методика	Коефіцієнт зчеплення	Зупинний шлях автомобіля	Відстань до перешкоди в момент виникнення небезпеки	Рішення про можливість уникнення наїзду
Діюча	0,25	83,08 м	6,24 м	не можливо
	0,45	53,54 м	27,19 м	не можливо
Запропонована	0,50 – передня вісь; 0,52 – задня вісь	46,2 м	48,47 м	можливо

Значення коефіцієнту зчеплення у таблиці 2, розрахованого за запропонованою методикою [4], виходить за межі діапазону значень діючої методики завдяки урахуванню процесу гальмування автомобіля без блокування коліс. Оскільки відомо, що антиблокувальна система, при екстремому гальмуванні, дозволяє реалізувати більші значення коефіцієнта зчеплення шин автомобіля з дорожнім покриттям ніж при гальмуванні автомобіля з повністю заблокованими колесами.

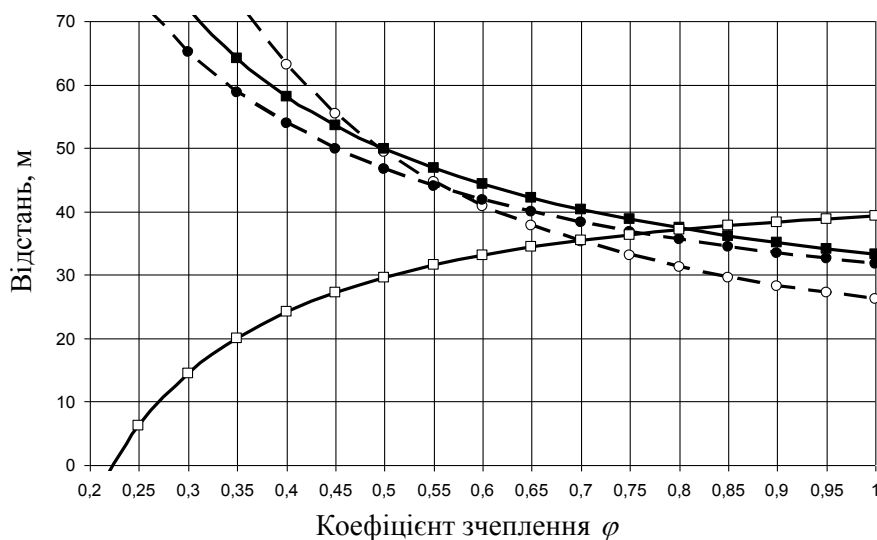


Рис. 2 – Графічні залежності зупинного шляху та відстані від автомобіля до пішохода від коефіцієнта зчеплення в момент виникнення небезпечної обстановки за діючою методикою та запропонованою при початковій швидкості гальмування 65 км/год:

— ● — — зупинний шлях за запропонованою методикою; — ○ — — відстань від автомобіля до пішохода в момент виникнення небезпечної обстановки за запропонованою методикою;

—■— – зупинний шлях за існуючою методикою; —□— – відстань від автомобіля до пішохода в момент виникнення небезпечної обстановки за існуючою методикою.

Аналіз результатів за запропонованою методикою показали, що виконавши своєчасне гальмування, водій автомобіля Daewoo Lanos міг би уникнути наїзд на пішохода, у той час, як діюча методика дає протилежне рішення.

Висновки. Наведений приклад показав, що застосування запропонованого методу дозволяє підвищити якість та зменшити суб'єктивність проведення автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод за рахунок підвищення якості ідентифікації коефіцієнта зчеплення шин коліс автомобіля з дорожнім покриттям. На відміну від існуючих методів, він дозволяє врахувати всі фактори впливу, занесені в протоколи дорожньо-транспортних пригод, і звужити діапазон можливих оцінок до конкретного числового значення, що істотно впливає на результат експертного дослідження.

Отримані результати можуть бути покладені в основу майбутніх методів автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод.

1. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, Ю.М. Юрьев и др. [Под. ред. В.И. Кнороза] – М.: «Транспорт», 1976. – 238с.
2. Леру М. Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения / М. Леру – М.: Автотрансиздат, 1959. – 158с.
3. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров – Омск: Зап.-Сибирское книжное издательство, Омское отделение, 1973. – 224с.
4. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов – М.: «Машиностроение», 1981. – 271с.
5. Стецюк Л.С. Сцепление колеса с дорогой и безопасность движения / Л.С. Стецюк – М.: Автотрансиздат, 1963. – 67с.
6. Кашканов В.А. Удосконалення методу визначення коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / В.А. Кашканов. – Харків, 2008. – 22 с.
7. Ротштейн А.П. Интеллектуальные технологии идентификации: нечеткие множества, генетические алгоритмы, нейронные сети / А.П. Ротштейн – Винница: Універсум, 1999. – 320с.
8. Использование специальных познаний в расследовании дорожно-транспортных происшествий / [Кривицкий А.М., Шапоров Ю.И., Фальковский В.В. и др.] ; под ред. канд. техн. наук Кривицкого А.М. и канд. юрид. наук Шапорова Ю.И. – Мн.: Харвест, 2004. – 128 с.
9. Ребедайло В.М. Розрахунок зупиночного шляху при експертизі дорожньо-транспортних пригод / В.М. Ребедайло, В.Л. Крещенецький, В.А. Кашканов // Автомобильный транспорт. – 2007. – Вып. 20, – С. 22-23.
10. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий / Иларионов В.А. – М.: Транспорт, 1989. – 255с.

Кашканов В.А., Косовець В.С. Вплив ідентифікації коефіцієнта зчеплення на результати експертизи дорожньо-транспортних пригод. Предложен метод идентификации коэффициента сцепления шины колеса автомобиля с дорожным покрытием, который позволяет уменьшить неопределенность данного коэффициента при проведении автотехнической экспертизы дорожно-транспортных происшествий.

Ключевые слова: коэффициент сцепления, дорожно-транспортное происшествие, идентификация, торможения, автотехническая экспертиза.

Kashkanov V.A., Kosovets V.S. Effect of friction coefficient on the identification results of the examination of traffic accidents. Identification of factor adhesion to the road surface the car is one of the main problems in the investigation of the causes of road accidents. From the accuracy of the coupling coefficient depends objectivity decision on guilt or not guilt driver. This ratio is mainly identified with the help of reference tables, depending on the type and condition of the road surface without other significant factors. Analysis of existing methods for the analytical determination of the coefficient of adhesion showed inability to use without special of reference data on the material of construction of the tire and the inability to take into account a number of key operational factors influence the friction coefficient, that can not use the absence of accurate values of variables included in the dependency. This creates difficulty using them, especially in the examination of traffic accidents .

The method estimates the coefficient of adhesion of the car to the road surface, which is established by means of fuzzy sets. The proposed model determine the coefficient of adhesion, unlike others, takes into account the main factors influencing this factor, using information from the minutes of road accidents tansportnyh, even in the absence of precise quantitative values of some parameters.

In this paper, an example application of the proposed model, which can improve the quality and reduce the subjectivity holding avtotehnichnoyi examination of traffic accidents by improving the quality of identification factor wheels car tire adhesion to the road surface.

Keywords: friction coefficient, accident, identification, inhibition avtotehnichna expertise.

Стаття надійшла в редакцію 30.04.2014р.

ВРАХУВАННЯ ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВОДІВ ЩОДО СПРИЙНЯТТЯ НИМИ ЗАСОБІВ ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Кіяшко І.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В статті пропонується аналіз факторів, що впливають на сприйняття водіями засобів інформаційного забезпечення та психофізіологічних вимог, які висуваються до водія при керуванні транспортним засобом. За аналізом ступенів перебігу психологічних процесів, що проявляються в емоційній збудженості та загальній рухливості людини, враховуючі її темперамент, рекомендовані відстані розташування засобів інформаційного забезпечення.

Ключові слова: психофізіологія, темперамент, час реакції, дорожні знаки, відстань установки.

Постанова проблеми. Психофізіологічні вимоги до водіїв визначаються їх професійною діяльністю або потребою в керуванні особистого транспортного засобу. При керуванні автомобілем необхідно тривалий час зберігати оптимальний психологічний стан, при якому швидко і якісно сприймається і обробляється інформація. Відхилення психологічного стану від норми збільшує імовірність помилкових дій водія.

Водій повинен сприймати великі обсяги інформації про учасників руху, засобах організації та регулювання дорожнім рухом, про стан дороги і навколишнього середовища, а також про роботу систем і агрегатів автомобіля. Крім того, дорожню ситуацію необхідно безперервно аналізувати і приймати відповідні рішення, часто в умовах жорсткого дефіциту часу. У процесі руху водієві доводиться приймати важкі рішення, пов'язані з розглядом великого числа факторів і параметрів. Переробка інформації, що надійшла супроводжується порівнянням можливих варіантів рішень на основі вироблених навичок, досвіду управління, знання і розуміння правил дорожнього руху. Інформація яка сприймається оцінюється водієм з точки зору її безпеки або небезпеки. Для оцінки ситуації і прийняття правильного рішення потрібен деякий час, який залежить від видимості дорожньої ситуації, досвіду та навичок водія, та швидкості руху автомобіля.

Надійність водія визначається його здатністю безпомилково керувати автомобілем в будь-яких дорожніх умовах протягом всього робочого часу. Складовими професійної надійності водія є його придатність, підготовленість і працездатність. Придатність до професійної надійності водія виявляється за станом здоров'я і психофізіологічними якостями. Нерідко такі якості водія, як: воля, самовладання, сміливість, рішучість, спритність, швидкість реакції, є вирішальними в передаварійній ситуації.

Підготовленість водія характеризується рівнем його професійних знань – умінь і навичок, які він придбав у процесі навчання і професійній діяльності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Реакція водія на будь який елемент дорожньої обстановки спрямована на зміну емоційної напруги, яка викликається ускладненням управління автомобілем, впливом несподіваних маневрів інших автомобілів та зменшення відстані видимості. Час реакції залежить від віку водія, його статі, стану здоров'я, професійних якостей та психологічних властивостей.

Процес реакції можна умовно поділити на три етапи: оцінка обстановки; прийняття рішення і виконання відповідних дій; час реакції водія при керуванні автомобілем вимірюється проміжком від моменту сприйняття небезпеки до початку конкретних дій.

Реакція може бути проста і складна. Проста реакція пов'язана з очікуванням єдиного, відомого водієві подразника, у відповідь на який водій повинен виконати певні дії, при цьому даний час становить 0,2-0,15 сек. Прикладом простої реакції може бути натискання кнопки на панелі автомобіля на світловий або звуковий подразник. Оцінка і прийняття рішення про конкретні дії являє собою складну реакцію, час якої становить 0,4-1,5 сек. в залежності від професійного досвіду та індивідуальних психофізіологічних особливостей організму водія [5].

В процесі керування автомобілем водій постійно переміщує погляд на різні об'єкти, що знаходяться в полі його зору, та на різні елементи дороги. В результаті переміщень погляду виявляються дорожні знаки – встановлюється наявність знака в полі зору. Після виявлення дорожнього знака водій фіксує на ньому погляд на протязі 0,2-0,3 с. За цей час проходить розпізнавання, упізнання і декодування знака. На стадії розпізнавання водій визначає загальні

ознаки: місце встановлення, яскравість і колір, розмір і форму знака. На стадії упізнання водій зіставляє головні ознаки на знаку з еталонами, що зберігаються в його пам'яті. Завершальним етапом сприйняття дорожніх знаків є декодування, тобто оцінка смислового змісту знака.



Рис.1 - Структурна схема ув'язки комплексу ВАДС з сприйняттям водієм засобів інформаційного забезпечення

Під відстанню виявлення, розпізнавання та упізнання треба розуміти відстань від водія до знака, на якій водій з достатньою впевненістю може відповідно виявити, розпізнати і упізнати дорожній знак в реальних умовах руху.

Проблема надійності дорожнього руху вимагає знань зв'язку між психофізіологічними показниками роботи водія під час руху й дорожніми умовами руху автомобіля. Більше того, через ще недостатню вивченість психофізіологічних показників людини тільки емпіричним шляхом можна визначити більшість характеристик надійності роботи водія.

Динаміку перебігу психологічних процесів визначає темперамент особи, що проявляється в емоційній збудженості та загальній рухливості особи. Темперамент – це індивідуальні особливості людини, що визначають динаміку протікання його психічних процесів і поведінки. Темперамент визначає і забезпечує швидкість, силу і врівноваженість реакцій, він проявляється в мисленні та манері спілкування.

Розрізняють чотири види темпераменту: сангвінічний, холеричний, флегматичний і меланхолічний, які відображаються на працездатності водія. Сангвініки найбільш позитивно проявляють себе як водії, вони життєрадісні, доброзичливі люди з великою працездатністю. Однак для них характерна риса переоцінювати свої можливості і, як наслідок, приймати запізнані рішення. Для холериків характерний високий рівень емоційного збудження, ввиняткова активність при недостатній посидючості та витримці руйнують його якості як водія. За кермом у години пік вони проявляють дратівливість, неоправданий ризик, втрачають самоконтроль. Врівноваженість, спокійність і повільність флегматиків позитивно впливають на роботу, яка не потребує прийняття швидких рішень в умовах дефіциту часу, для них найбільше підходять замські поїздки, незначна зміна обстановки. Меланхолік найменш придатний для професійної діяльності як водій. Він схильний до проявів емоційної нестійкості та нерішучості, будь-які не сприятливі зміни обстановки можуть вивести його з рівноваги, хоча зовнішні прояви відчуттів у них незначні. Знання темпераменту та особливостей природженої організації нервової системи, що впливає на протікання психічної діяльності людини, необхідно для встановлення реального часу реакції водія на той чи інший подразник. Варто пам'ятати, що розподіл людей на чотири види темпераменту дуже умовно. Існують перехідні, змішані, проміжні типи темпераменту; часто в темпераменті людини з'єднуються риси різних темпераментів. Чисті види темпераменту зустрічаються відносно рідко.

Мета дослідження. За аналізом ступенів перебігу психологічних процесів, що проявляються в емоційній збудженості та загальній рухливості людини, необхідно встановити оптимальні відстані розташування засобів інформаційного забезпечення враховуючі психофізіологічні особливості водіїв.

Основні результати дослідження. Видимість дорожніх знаків і інших засобів інформаційного забезпечення та ефективність їх дії залежать від багатьох факторів, в числі яких: швидкість автомобілів та щільність транспортного потоку, відповідні розташування і кількість знаків, особливості оцінки водієм дорожньої ситуації, читаність знаку (розміри символів, ступінь контрастності фону, час доби та освітленість, наявність сліпучих джерел – снігу, сонця, світла фар зустрічних автомобілів), стан водія (зорове стомлення). Звідси можна заключити, що відстані видимості різних знаків – величина випадкова. Крім труднощів з видимістю знаків існує ще ряд об'єктивних причин, заважаючи на своєчасне використання водієм інформації, яку дають дорожні знаки. При русі водій зосереджує свою увагу в першу чергу на носіях найбільш важливої інформації про дорожню ситуацію, наприклад, при очікуванні можливості обгону водій зосереджує увагу на зустрічних автомобілях; що може перешкодити спостереженням за дорожніми знаками. А якщо водій зустрічає групу знаків, то йому потрібно додатковий час, щоб осмислити послідовність подальших дій. Важлива ще одна обставина: зі збільшенням швидкості руху водію потрібно раніше одержувати інформацію про ситуацію, яка є на дорозі, але при цьому зменшується відстань на якій виявляються дорожні знаки. При даних обставинах системою розстановки дорожніх знаків, що діє, передбачається передача водієві різних повідомлень заздалегідь в такій послідовності: вказівних, попереджальних, забороняючих. Система складалася поступово. Число дорожніх знаків і вказівок, можливість кодувати та описувати різноманітні ситуації на дорозі також змінювалися поступово. Якщо в 1927 році число стандартизованих дорожніх знаків дорівнювалось дев'яти, то на даний час час в правилах дорожнього руху їх приведено 230. Спочатку кожен дорожній знак служив для попереджування водія про небезпечні дорожні ділянки та обмеження швидкості руху, причому в основному в межах населених пунктів. В даний час для управління великими потоками автомобілів, дорожні знаки стали різнобічними: число заборонних знаків досягло 32, розпорядчих – понад 15, попереджувальних – понад 40 та інше.

Для визначення часу реакції водія на сприйняття ним дорожнього об'єкту в залежності від типу темпераменту, встановлено що час реакції складається з: переміщення уваги водія, з часу конвергенції та з часу фіксації погляду водія на об'єкті та його розпізнавання, упізнання та декодування.

Час реакції водія на сприйняття ним дорожнього об'єкту в залежності від типу темпераменту складає: флегматик - 0,77 сек.; меланхолік - 0,68 сек.; холерик - 0,58 сек.; сангвінік - 0,47сек. За результатами дослідження хоча і меланхолік менш придатний для професійної діяльності водія ніж флегматик, але для подальших розрахунків приймаємо тип темпераменту флегматичний, як найбільш загальмований для сприяння ним дорожніх умов та прийняття рішень в умовах дефіциту часу.

Таблиця 1.

Час реакції водія на сприйняття ним дорожнього об'єкту в залежності від типу темпераменту

Час на реакцію водія	Тип темпераменту			
	флегматик	меланхолік	холерик	сангвінік
Переміщення уваги водія (сек.)	0,30	0,25	0,20	0,15
Час конвергенції (сек.)	0,17	0,16	0,14	0,12
Час фіксації погляду водія на об'єкті (сек.)	0,30	0,27	0,24	0,20
Загальний час на отримання інформації про об'єкт (сек.)	0,77	0,68	0,58	0,47

За залежністю 1 визначається кількість об'єктів, що підпадають під увагу водія:

$$M = \frac{L}{v \cdot t}, \quad (1)$$

де L – загальна протяжність ділянки дороги, м;
 v – швидкість руху транспортного засобу, м/с;
 t – час необхідний для розпізнання об'єкту, с.

Використовуючи приведену залежність обґрунтовані періодичні відстані установи дорожніх знаків, які наведені в таблиці 2.

Таблиця 2.

Рекомендована періодичність відстані установки дорожніх знаків

За ДБН В.2.3-4			Найменша відстань видимості, м	Дальність зосередження уваги водія, м	Час проходження відстані з зосередженою увагою, м / сек.	Кількість об'єктів, які можуть звертають на себе увагу при проходженні відстані в 150 м				Рекомендована відстань установи дорожніх знаків, не менш ніж, м
Категорія дороги та місцевість	Розрахункова швидкість					Флегматик	меланхолік	холерик	сангвінік	
	км/год	м/сек								
Ia (рівнина)	150	41,7	300	680	16,5	4,7	5,3	6,2	7,6	320
Iб (рівнина)	140	38,9	300	640	16,3	5,0	5,7	6,6	8,2	300
Ia (горбиста); II (рівнина)	120	33,2	250	540	16,0	5,8	6,6	7,8	9,6	250
Iб (горбиста)	110	30,5	225	480	15,7	6,4	7,2	8,5	10,5	230
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ia (гірська); Iб (горбиста); III (рівна)	100	27,7	200	420	15,2	7,0	7,9	9,3	11,5	210
IV-V (рівнинна)	90	25,0	175	360	14,4	7,8	8,8	10,3	12,8	190
Iб (гірська); III (горбиста)	80	22,2	150	300	13,5	8,7	9,9	11,6	14,4	170
II (гірська); IV (горбиста)	60	16,6	85	180	10,8	11,7	13,3	15,6	19,2	125
III (гірська)	50	13,8	75	110	8,0	14,2	16,0	17,7	23,0	100
V (горбиста)	40	11,0	60	80	7,0	18,8	21,4	25,0	31,2	80
IV-V (гірська)	30	8,3	45	50	6,0	23,4	26,8	31,2	39,5	60

Примітка: Кількість часу, який припадає на зосередження уваги водія на дорожньому знаку $\approx 10\%$ від загального часу щодо аналізу дорожньої обстановки в цілому.

Згідно проведеного дослідження отримані дані, щодо періодичності відстані розміщення дорожніх знаків в залежності від категорії автомобільної дороги, швидкості руху транспортного засобу, часу необхідного для розпізнання об'єкту та кількість об'єктів, які фіксуються увагою водія..

Висновки. За результатами роботи можна зробити наступні висновки: визначено комплекс психофізіологічних показників, які впливають на сприйняття водієм засобів інформаційного забезпечення.; важливе значення на швидкість сприйняття водіями дорожніх умов має увага та рівень реакції, що визначається кількістю об'єктів, які водій в змозі помітити, сприйняти і правильно відреагувати на них; за аналізом ступенів перебігу психологічних процесів, що проявляється в емоційній збудженості та загальній рухливості людини, встановлено ранжування, щодо здатності людини виконувати обов'язки водія в залежності від темпераменту; встановлено що найбільш загальмований для сприяння дорожніх умов та прийняття рішень в умовах дефіциту часу є флегматик; рекомендовані періодичні відстані розташування дорожніх знаків в залежності від категорії автомобільної дороги, швидкість руху транспортного засобу, часу необхідного для розпізнання об'єкту та їх кількості.

1. Клеббельсберг Д., Мазуркевич В. Б. Транспортна психологія. – М.: Транспорт, 1989. – 367 с.
2. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения: Учебник для вузов. – третье издание – М.: Транспорт, 1992. – 288 с.
3. Лобанов Е. М. Проектирование дорог и организация движения с учетом психологии водителя. – М.: Транспорт, 1980. – 311 с.
4. Залуга В. П., Кашкин С. К. Знаки и указатели на автомобильных дорогах. – М.: Транспорт, 1974. – 128 с.
5. Лукьянов А. Н., Фролов М. В. Сигналы состояния человека оператора. М.: Наука, 1969. – 247 с.
6. ДБН В.2.3-4:2007 «Споруди транспорту. Автомобільні дороги». Частина І. «Проектування» – Київ, Мінрегіонбуд України, 2007 – 91 с.

Кіяшко І. В. Учет психофизиологических особенностей водителей по восприятию ими средств информационного обеспечения В статье предлагается анализ факторов, влияющих на восприятием водителями средств информационного обеспечения и психофизиологических требований, предъявляемых к водителю при управлении транспортным средством. По анализу степеней течения психологических процессов, проявляющихся в эмоциональной возбудженности и общей подвижности человека, учитывая ее темперамент, рекомендованные расстояния расположения средств информационного обеспечения.

Ключевые слова: психофизиология, темперамент, время реакции, дорожные знаки, расстояние установки.

Kiyashko I. Considering physiological characteristics drivers on their perception of software facilities The factors that influence the perception of drivers information support, as well as psychophysiological requirements that are put forward to the drivers in the management of transport are analyzed in the given article. Set that perceptual speed of road conditions affect to the level of attention and the driver's reaction. Considering the extent of the flow of psychological processes that occur in emotional excitement and overall human mobility, were ranked human suitability to perform the duties of the driver depending on temperament. The distance of place of traffic signs depending on the category of roads, vehicle speed, the time required for the identification of road object is recommended.

Keywords: psychophysiology, temperament, reaction time, distance of installation, traffic signs.

Стаття надійшла в редакцію 29.04.2014 р.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗМІЦНЮВАЧА НА СИЛУ ДЕФОРМУВАННЯ ПРИ ЗМІЦНЕННІ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЗАГАРТОВАНИМИ КУЛЬКАМИ

О.Д. Клименко, Е.Л. Селезньов, В.С. Пуць
Луцький національний технічний університет

Розглянута методика проведення і обробка результатів експериментального дослідження щодо визначення впливу конструктивних параметрів зміцнювача на силу деформування при зміцненні зубчастих коліс загартованими кульками при вібраційно-відцентровій обробці.

Ключові слова: *зубчасте колесо, вібрація, експеримент, загартовані кульки, сила деформування.*

Постановка проблеми. В основу поверхневого зміцнення деталей форми тіл обертання вібраційно-відцентровою обробкою, яка, в свою чергу, є базовою для методу вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс, закладено відоме фізичне явище “вібраційного підтримування обкочувального руху тіла при гармонійних коливаннях його осі” [1]. Сила і енергія деформування є основними енергетичними критеріями, які регламентують рівень показників якості зміцнення матеріалу. Разом із продуктивністю процесу останні обумовлюють сферу доцільного застосування тих чи інших різновидів зміцнювальних обробок поверхневим пластичним деформуванням (ППД). Власне потреба у забезпеченні значних рівнів сили та енергії деформування і обумовила свого часу появу динамічних методів ППД, які, на відміну від статичних, володіють значно вищими енергетичними можливостями.

Проведення усесторонніх теоретично-експериментальних досліджень в даному питанні є актуальною науковою задачею підвищення надійності силових зубчастих передач.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розроблено ряд методик визначення сили деформування в процесі ППД, в тому числі і для методів із високими швидкостями відносних переміщень деформуючих тіл та зміцнюваних деталей.

Традиційно силу удару в процесі ротаційного зміцнювального оброблювання визначають як відцентрову силу, що діє на деформуючі тіла (кульки) при обертанні сепаратора, в якому вони розміщені. Однак, ототожнення зусилля, що діє на деформуюче тіло в процесі зміцнення, із відцентровою силою є хибним, оскільки в момент контакту деформуючого тіла із оброблюваною поверхнею відбувається миттєва зміна його швидкості, яка супроводжується появою значно більших за абсолютною величиною відцентрових інерційних сил [2].

П.І. Ящерициним для визначення сили взаємодії зміцнювального інструменту та оброблюваної поверхні тіла обертання розроблена теорія косою (тангенціального) удару сферичного індентора та циліндричної поверхні [3].

Метою роботи є експериментальне визначення впливу конструктивних параметрів зміцнювача на силу деформування при вібраційно-відцентровому зміцненні зубчастих коліс з використанням загартованих кульок, оскільки характерною відмінною рисою вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс силових передач є підвищений, порівняно із традиційними методами ППД, рівень енергії деформування.

Основні результати дослідження. При експериментальному визначенні впливу динамічних параметрів вібраційно-відцентрового зміцнення зубчастих коліс на силу деформування матеріалу бокової поверхні зуба застосовували метод електротезометрування із осцилографічною реєстрацією вимірюваних величин. У якості перетворювачів механічних впливів у електричні сигнали були використані давачі електроопору. Давачі монтувалися за схемою мостика Уінстона, при чому робочі тензодавачі приклеювались на спеціальні, завчасно протаровані, чутливі елементи. Такий чутливий елемент з приклеєними до нього давачами опору являє собою тензомер – для вимірювання залишкових напружень, сил, переміщень чи швидкостей – в залежності від його призначення. Доволі слабкий електричний сигнал, що видається давачем при його деформації (порядку 0,001 вольт), подається на електронний підсилювач і після відповідного підсилення на магнітоелектричний осцилограф. Блок-схема тензовимірної апаратури для експериментального дослідження сили деформування (рис. 1) матеріалу зубів зміцнюваних зубчастих коліс включає наступні блоки:

I. Стабілізатор напруги із випрямлячем змінного струму. II. Тензоміст із робочим давачем на чутливому елементі. III. Електронний шестиканальний підсилювач із генератором несучої частоти

живлення тензомоста. IV. Шлейфовий осцилограф МПО-2.

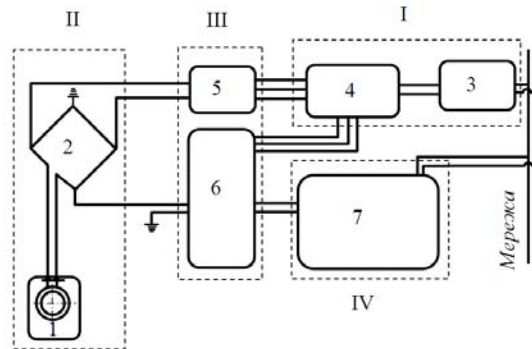


Рис. 1. Блок схема тензовимірної апаратури для експериментального дослідження сили деформування: 1 – фрагмент зубчастого колеса із наклеєними на балочку робочими давачами; 2 – місток опору (тензомісток); 3 – ферорезонансний стабілізатор мережі; 4 – випрямляч; 5 – генератор задаючої частоти; 6 – електронний підсилювач; 7 – магнітно-електричний осцилограф.

При дослідженні впливу динамічних параметрів ВВЗК на величину сили деформування матеріалу зуба зміцнюваного зубчастого колеса у спеціальну оправку, що імітувала оброблювану деталь, закріплювали фрагменти зубчастого профілю із однією, чи декількома впадинами зубів.

Схема вимірювання сили деформування у впадині зуба при зміцненні сталевими загартованими кульками зображена на рис 2.

Фрагмент зубчастого колеса 1 із завчасно просвердленим спеціальним отвором під проміжний стержень 3 фіксується в колесі-матриці 2. В отвір встановлюється проміжний стержень 3, який базується в ньому своєю кінчною поверхнею. Верхній торець стержня 3 розміщений у площині ніжки зміцнюваних зубів, заокруглений, нижній - впирається в жорстко закріплену всередині колеса-матриці тензочутливу завчасно протаровану балочку 6.

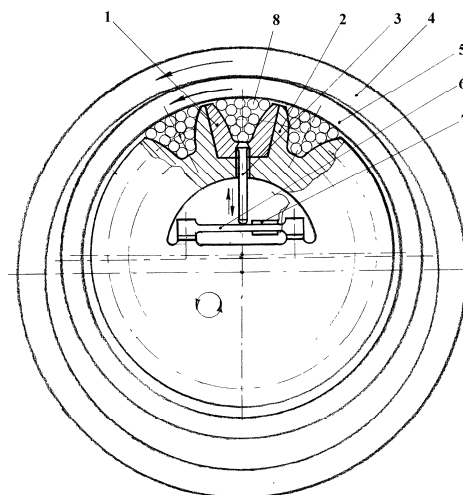


Рис. 2. Схема вимірювання сили деформування у впадині зуба в процесі зміцнення сталевими загартованими кульками

До тензочутливої балочки приклеєні зі сторони стиснутих і розтягнутих волокон по давачу опору, як зображено на рис. 2, або прикріплено вібродавач. В процесі зміцнювального оброблювання обкатники 4 і 5, обкочуючись по виступаючих за впадини зубів деформуючих кульках 8 ущільнюють їх і передають через них жорсткий удар боковій поверхні зубів, поверхням радіусних переходів у ніжку зуба, поверхні впадини. Через кульки 8 удар передається і на верхній торець проміжного стержня 3, внаслідок чого він переміщується вздовж осі отвору. Переміщення стержня 3 передається тензочутливій балочці 6, яка при цьому прогинається. Прогин тензочутливої балочки 6, що пропорційний переміщенням проміжного стержня 3 і обумовлюючої їх сили деформування фіксується у виді електричного сигналу закріпленими на балочці давачами

опору 7 або вібродавцем. Сигнали реєструються записуючою апаратурою і їх обробка дозволяє визначити реальні значення сили деформування.

Умови експерименту:

1. Зміцнювальну обробку проводили на циліндричному зубчастому колесі із кількістю зубців $Z = 27$, нормальному модулі $m_n = 5$ мм, виготовленому зі сталі 40Х.
2. Чистота бокової поверхні зубців після зубошліфування становила $R_a = 1,25 \div 2,5$ мкм.
3. В якості деформуючих тіл використано сталеві загартовані кульки зі сталі ШХ-15.
4. Для порівняння результатів обробку проводили в умовах змащування оливою „Славол” М-3042у із видатком $1 \div 1,5$ мл/с на окрему впадину зуба та без змащення.
5. Заміри сили деформування здійснювали використовуючи комплект контрольно-вимірної апаратури із вібродавцем.
6. Силу деформування вимірювали на днищі впадини зуба, в радіусному переході ніжки, на ділянках діляльного кола та на поверхні головки зуба.

Дані експериментального дослідження наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Дані експериментального дослідження

№	Числові значення факторів-конструктивних параметрів зміцнювача			Значення функції відгуку – сили деформування P , Н					
	Маса обкатника M , кг	Ексцентриситет ε , мм	Частота коливань приводу f , Гц	На поверхні головки зуба		На ділянці діляльного кола		В радіусному переході у ніжку зуба	
				Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6
1	3	20	17	388	364	413	437	485	509
2	8	20	17	1035	971	1101	1165	1295	1359
3	5,5	12,5	17	445	417	473	500	556	584
4	5,5	5	50	1540	1443	1636	1733	1925	2021
5	3	5	17	97	91	103	109	121	127
6	8	12,5	33,5	2513	2357	2671	2828	3142	3299
7	8	5	17	259	243	275	291	323	339
8	3	12,5	50	2100	1969	2231	2363	2625	2756
9	8	20	50	8960	8400	9520	10080	11200	11760
10	5,5	20	33,5	2765	2592	2938	3111	3457	3629

1. Вибір емпіричної залежності.

Емпіричну залежність вибираємо у вигляді ступеневої залежності

$$P = C \cdot M^f \cdot \varepsilon^m \cdot f^k \quad (1)$$

2. Вигляд лінеаризованого рівняння та кодування змінних.

Після проведення лінеаризації рівняння розраховується модель вигляду

$$Y = b_0 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 \quad (2)$$

Рівні зміни керованих факторів, їх кодування та формули зв'язку між кодованими значеннями та дійсними їх аналогами, а також результати розрахунків наведені в таблиці 2.

Таблиця 2.

Результати перетворення натуральних незалежних факторів в кодові безрозмірні змінні

Маса обкатника M , кг	$\lg M$	X_1	Форма зв'язку
max. 8 кг	0,903	+1	4,694 · $\lg M$ – 3,239
середнє 5,5 кг	0,74	0	
min. 3 кг	0,477	-1	
Ексцентриситет обкатника ε , мм	$\lg \varepsilon$	X_2	Форма зв'язку
max. 20 мм	1,301	+1	3,322 · $\lg \varepsilon$ – 3,322
середнє 12,5 мм	1,097	0	
min. 5 мм	0,699	-1	
Частота коливань приводу f , Гц	$\lg f$	X_3	Форма зв'язку
max. 50 Гц	1,699	+1	4,264 · $\lg f$ – 6,245
середнє 33,5 Гц	1,525	0	
min. 17 Гц	1,23	-1	

Оптимізаційний експеримент реалізовано за насиченим трирівневим несиметричним планом. Ефективність плану за критерієм оптимальності: $e_d = 0,929$, $e_A = 0,844$, $e_E = 0,624$, $e_Q = 0,606$. Число дослідів за планом експериментів – $N = 10$. Максимальне значення модуля кореляції оцінок параметрів $|\rho| = 0,51$.

Перетворення натуральних незалежних факторів в кодові безрозмірні змінні здійснюємо за допомогою залежності

$$X_i = \frac{2 \cdot (\lg X'_s - \lg X'_{s\max})}{\lg X'_{s\max} - \lg X'_{s\min}} + 1,$$

де X_i – відповідні натуральні змінні.

3. Матриця експерименту та його реалізація (таблиця 3).

Таблиця 3.

Матриця експерименту (для сили в радіусному переході у ніжку зуба)

№	M		ε		f		Результати дослідів				Y	lgY
	код		код		код		Y ₁	lgY ₁	Y ₂	lgY ₂		
1	-1	3	1	20	-1	17	485	2,686	509	2,707	498	2,697
2	1	8	1	20	-1	17	1295	3,112	1359	3,133	1327	3,123
3	0	5,5	0	12,5	-1	17	556	2,745	584	2,767	570	2,757
4	0	5,5	-1	5	1	50	1925	3,284	2021	3,305	1973	3,295
5	-1	3	-1	5	-1	17	121	2,084	127	2,105	124	2,095
6	1	8	0	12,5	0	33,5	3142	3,497	3299	3,518	3221	3,508
7	1	8	-1	5	-1	17	323	2,510	339	2,531	332	2,520
8	-1	3	0	12,5	1	50	2625	3,419	2756	3,440	2691	3,430
9	1	8	1	20	1	50	11200	4,049	11760	4,070	11480	4,059
10	0	5,5	1	20	0	33,5	3457	3,714	3629	3,559	4407	3,644

4. Перевірка однорідності дисперсій.

Для перевірки однорідності дисперсій та можливості застосування стандартних процедур та критеріїв, базованих на нормальному законі розподілу масиву експериментальних даних, використано критерій Кохрена при кількості дублів в усіх точках плану $m = 2$, рівні довірчої надійності $Q = 0,95$ та ступенях вільності $f_1 = 1$, $f_2 = 10$. Дані перевірки зведено у таблицю 4.

Таблиця 4.

Ступені вільності

$\sum S_i^2 \times 10^{-4}$	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,24	2,245	0,1	0,602
-----------------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------	-------	-----	-------

Принцип однорідності зберігається, бо $G_p < G_m$, похибка експерименту становить $S_e^2 = 2,245 \cdot 10^{-4}$.

5. Підрахунок коефіцієнтів рівняння регресії.

Коефіцієнти приведенного до вигляду (2) рівняння регресії розраховуються для планів загального типу за виразом

$$\bar{B} = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot (X^T \cdot L),$$

де X – матриця плану експерименту; L – матриця десяткових логарифмів середніх значень функції відгуку.

Маємо: $b_0 = 3,345$; $b_{11} = -0,05$; $b_{22} = -0,097$; $b_{33} = -0,121$; $b_1 = 0,213$; $b_2 = 0,301$; $b_3 = 0,469$; $b_{12} = 0$; $b_{13} = 0$; $b_{23} = 0$.

Вигляд рівняння регресії з врахуванням визначених значень коефіцієнтів b :

$$Y = 3,345 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3. \quad (3)$$

6. Дисперсія коефіцієнтів моделі.

Дисперсію коефіцієнтів моделі розраховуємо за формулою

$$S^2 b_i = Q_i \cdot S_e^2,$$

де Q_i – діагональні елементи коваріаційної матриці $(X^T \cdot X)^{-1}$.

Дані обчислення дисперсії зведені в таблицю 5.

Таблиця 5.

Дисперсія коефіцієнтів моделі

$S^2\{b_i\}$	$S^2\{b_0\}$	$S^2\{b_1\}$	$S^2\{b_2\}$	$S^2\{b_3\}$	$S^2\{b_{11}\}$	$S^2\{b_{22}\}$	$S^2\{b_{33}\}$	$S^2\{b_{12}\}$	$S^2\{b_{13}\}$	$S^2\{b_{23}\}$
Q_i	0,797	0,604	0,604	0,859	0,214	0,214	0,146	0,25	0,255	0,255
$S^2\{b_i\} \times 10^{-4}$	1,79	1,355	1,355	1,93	0,48	0,48	0,33	0,561	0,57	0,57

При $\alpha = 0,05$, $f = N(m-1) = 10$, $t_T = 2,228$ половина довжини довірчого інтервалу буде $\Delta b_i = 4,837 \cdot 10^{-3}$. Коефіцієнт вважається значимим, якщо $b_i > \Delta b_i$. Значимі коефіцієнти рівняння – всі.

7. Перевірка адекватності розрахованої моделі.

Перевірку адекватності проводимо за критерієм Фішера при $\alpha = 0,05$, $f_{ад.} = N-k-1 = 6$, $F_T = 3,22$.

Дані для перевірки адекватності зводимо в таблицю 6.

Таблиця 6.

Адекватність розрахованої моделі

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
\bar{y}	2,697	3,123	2,757	3,295	2,095	3,508	2,520	3,430	4,059	3,644	31,128
\bar{f}	2,696	3,122	2,755	3,295	2,094	3,508	2,52	3,43	4,06	3,649	31,129
$(\bar{y} - \bar{f})$	10^{-6}	10^{-6}	$2 \cdot 10^{-6}$	0	10^{-6}	0	0	0	10^{-6}	$5 \cdot 10^{-6}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$
$(y_i - \bar{y})^2 \cdot 10^{-4}$	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,24	2,245

У таблиці \bar{y} - значення десяткових логарифмів функції відгуку (середнє); \bar{f} - значення, отримані за складеним рівнянням (3).

Розрахунковий критерій Фішера

$$F_p = \frac{1,1 \cdot 10^{-5}}{2,245 \cdot 10^{-4}} = 0,04899 \leq F_T.$$

Отже, наша модель адекватно описує експеримент.

8. Визначення множинного коефіцієнта кореляції.

Дані для обрахунку множинного коефіцієнта кореляції зводимо в таблицю 7.

Таблиця 7.

Дані для обрахунку множинного коефіцієнта кореляції

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
$(y_i - \bar{y})^2$	0,173	0,0001	0,127	0,033	1,035	0,156	0,35	0,101	0,895	0,282	3,152
$(\bar{y}_i - \bar{f}_i)^2$	10^{-6}	10^{-6}	$2 \cdot 10^{-6}$	0	10^{-6}	0	0	0	10^{-6}	$5 \cdot 10^{-6}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$
$(y_{im} - \bar{y}_i)^2 \cdot 10^{-4}$	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,245	2,24	2,245

Множинний коефіцієнт кореляції

$$\rho = \sqrt{1 - \frac{1,1 \cdot 10^{-5}}{3,152}} = 0,9999.$$

Коефіцієнт множинної кореляції прямує до 1, отже, наше рівняння точно описує експеримент.

9. Кінцеве рівняння.

Виведене рівняння для обрахунку сили має вигляд

$$P = 10^Y,$$

де:

- для сили в радіусному переході у ніжку зуба

$$Y = 3,345 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

- для сили на ділянці ділильного кола

$$Y = 3,277 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3,$$
- для сили на поверхні головки зуба

$$Y = 3,224 - 0,05X_1^2 - 0,097X_2^2 - 0,121X_3^2 + 0,213X_1 - 0,301X_2 + 0,469X_3,$$

$$X_1 = -1 + (M - 3) \cdot \frac{2}{5}; \quad X_2 = -1 + (\varepsilon - 5) \cdot \frac{2}{15}; \quad X_3 = -1 + (f - 17) \cdot \frac{2}{33}.$$

Значення X_i отримані з залежності

$$X_i = -1 + (x_i - x_{i\min}) \cdot \frac{2}{\Delta x_i}.$$

Висновки. Використовуючи методику тензометричних досліджень експериментально встановлено залежність сили деформування матеріалу бокової поверхні зубів в процесі вібраційно-відцентрового зміцнення від конструктивних параметрів обкатника, причому підтверджено, що маса і ексцентриситет обкатника прямо пропорційно впливають на силу деформування, збільшуючи її при своєму нарощенні, а частота коливань привідного тіла - зміцнюваного зубчастого колеса - у квадратичній залежності.

1. Афтаназів І.С. Підвищення довговічності деталей машин вібраційно-відцентровою зміцнювальною обробкою: Автореф. дис... док. техн. наук. – Київ, 1995. – 32 с.
2. Олейник Н.В., Кычин В.П., Луговой В.П. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин. – К.: Техника, 1984. – 151 с.
3. Ящерицын П.И. Основы технологии механической обработки и сборки в машиностроении. – Минск, Вышейш. школа, 1974. – 608 с.

Клименко А.Д., Селезнев Э.Л., Пуць В.С.. Экспериментальные исследования влияния конструктивных параметров упрочнителя на силу деформирования при упрочнении зубчатых колес закаленными шариками. Рассмотрена методика проведения и обработка результатов экспериментального исследования по определению влияния конструктивных параметров упрочнителя на силу деформирования при упрочнении зубчатых колес закаленными шариками при вибрационно-центробежной обработке.

Ключевые слова: зубчатое колесо, вибрация, эксперимент, закаленные шарики, сила деформирования.

Klimenko A., Seleznev E., Puts. V. Experimental study of design parameters for effective strain strengthener for hardening gears hardened balls Theoretical investigation of vibration-centrifugal process of strengthening gears, experience, industrial centrifugal vibration- reinforcing process and other similar firming technology, the circle of the main technological parameters of the dynamic process of strengthening, which include, including the power of deformation. Adjusting these parameters in the process of strengthening the operation creates the preconditions quality technological support predefined physical and mechanical properties of dental materials capable of satisfy certain specific operating conditions of the gear.

Regarding power transmission gears, which are usually made of high quality steel middle and high hardness, specific strengthening operations is the need for an organic combination of high values of contact stress deformation, to enhance the strength of the contact material in terms of significant dynamic operating loads with providing minor roughness and microrelief appropriate capable minimize material wear side surfaces of the teeth in their mutual friction.

In the process of strengthening the surface plastic deformation of both static and dynamic performance main parameter that determines the degree of hardening, thick hardened layer material and its stress state is the contact stresses developed in the material machined workpiece surface at point of contact with it deforming elements. Contact stress along with the physical and mechanical properties of the material, are governed by specific terms, ie per unit area, the deformation energy, duration of supply and the ability of the material to its perception. In turn, the specific energy of deformation is caused by the deformation force, the magnitude of which is the main characteristic of a strengthening method determines the appropriate scope of its application. This highlights the need for thorough experimental study of the influence of the main technological parameters of vibration-centrifugal strengthening gears indirect reliability gears.

This paper describes methods of handling and experimental studies to determine the effect of design parameters strengthener on the deformation strength in a centrifugal vibration- enhancing gears using hardened balls.

Keywords: gear, the vibration experiment, hardened balls deforming force.

Стаття надійшла в редакцію 14.05.2014 р.

ОЦІНКА ІНФОРМАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛАДОВИХ ДОРОЖНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Коник М.В.

Львівський міський центр зайнятості

Розглядається взаємодія складових компонентів в системі «водій – автомобіль – дорога – дорожнє середовище». Дорожнє середовище представлено як інформаційна система. Виділяються складові компоненти інформації: радіальна та тангенціальна. Аналізується їх залежність від розподілу параметрів елементів дорожнього середовища.

Ключові слова: автомобільна дорога, дорожнє середовище, інформативність елементів, щільність елементів.

Постановка проблеми. В процесі руху автомобіля по дорозі відбувається безперервна зміна дорожніх умов. Тобто, об'єм інформації про дорожнє середовище, що сприймається водієм, буде змінюватись і може бути настільки великим, що водій буде не здатен адекватно оцінювати дорожні умови. Це дезорганізує водія, викликає психофізіологічну напругу і може бути причиною дорожньо-транспортної пригоди.

Небезпечною є і зворотна ситуація, коли інформація про дорожні умови монотонна, збіднена на інформаційні елементи дорожнього середовища, тобто така, що провокує надмірну заспокоєність і, навіть, засинання водія за кермом. Саме тому, наприклад, норми проектування автомобільних доріг обмежують довжину прямих ділянок дороги в залежності від умов рельєфу та категорії дороги. І перша, і друга ситуації є такими, що вимагають прийняття рішень по корекції дорожнього середовища.

Аналіз досліджень і публікацій. Загальне сприйняття водієм дорожнього середовища, в процесі руху автомобіля на ділянці дороги, в певному архітектурно-ландшафтному басейні є інтегральним процесом.

Експериментальні дослідження з реєстрацією психофізіологічних параметрів водія, що відбивають процес сприйняття дорожнього середовища в процесі руху автомобіля в певних дорожніх умовах, однозначно підтверджують нормальний закон розподілу психофізіологічних параметрів і адекватність реагування на зміни дорожніх умов [3, 8, 5, 6, 7].

Невирішеною раніше задачею є врахування параметрів інформаційних елементів дорожнього середовища по видам та величині. Наприклад, таких як колір, форма, масштаб, місце розташування елементів тощо.

Метою дослідження є аналіз характеру та ступеню впливу різних параметрів інформаційних елементів з пошуком «позитивних» меж впливу на водія.

Основний зміст та результати дослідження. Ступінь адекватності сприйнятого реально існуючого середовища залежить від низки факторів і, в тому числі, від інформативності окремих елементів дорожнього середовища. Як відзначалось в роботі [2], в інформаційному потоці від елемента середовища можна виділити такі складові інформації: радіальну M_R — це така, що уточнює уяву про елемент не змінюючи значення елемента, та тангенціальну (M_T) — таку, що змінює уяву про значення елемента. Але крім цього потрібно враховувати «вагу» ознак, які є у елемента середовища, тобто добуток інтенсивності дії признаку на його тривалість.

Нехай є два признаки з «вагою» m_0 та m_1 з розділом щільності

$$g_0 = \frac{m_0}{\sqrt{2\pi}\sigma_0} \exp \left[-\frac{(x - \bar{x}_0)^2}{2\sigma_0^2} \right],$$

$$g_1 = \frac{m_1}{\sqrt{2\pi}\sigma_1} \exp \left[-\frac{(x - \bar{x}_1)^2}{2\sigma_1^2} \right].$$
(1)

В залежності від властивостей між ознаками виникає взаємодія: їх щільності можуть складатися (рис.1) і як результат цього максимуми розподілів зсунуться від своїх нормальних положень і можуть злитись в один.

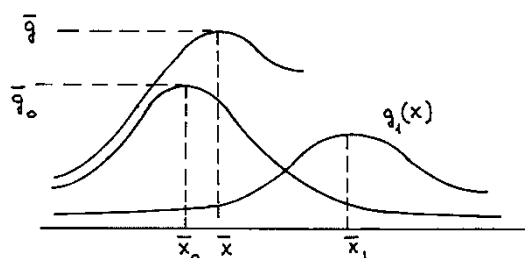


Рис. 1. Розподіл щільності ознак інформаційного елемента дорожнього середовища.

Злиття максимумів рівнозначно злиттю впливів (кількості інформації) від параметрів елемента дорожнього середовища. Але є можливим і зникнення максимуму, що відповідає зменшенню впливу від параметру.

Саме обмеження гостроти зору викликається злиттям двох близьких відчуттів в одне [4]. Тому важливо з'ясувати як змінюється положення максимуму \bar{x} під впливом стимулів, що діють одночасно.

Для наочності замість графіка щільності розподілу $g(\bar{x})$ розглянемо графік його похідної $h(\bar{x})$ (рис. 2)

$$h(x) = \frac{\partial g(x)}{\partial x} = -\frac{m(x-\bar{x})}{\sqrt{2\pi}\sigma^3} \exp\left[-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}\right] \quad (2)$$

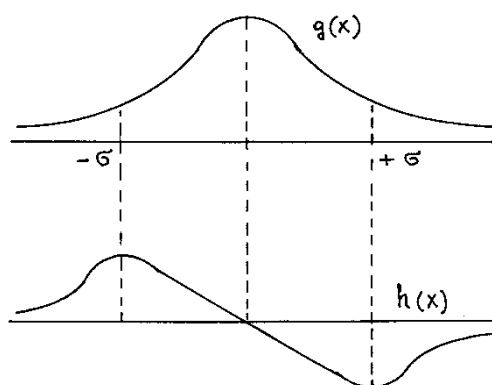


Рис. 2 Графік похідної щільності розподілу

Прирівняємо нулю суму похідних $h_0 + h_1$ і одержимо рівняння для \bar{x} :

$$\frac{(\bar{x} - \bar{x}_0) \frac{m_0}{\sigma_0^3} \exp\left[-\frac{(\bar{x} - \bar{x}_0)^2}{2\sigma_0^2}\right]}{(\bar{x} - \bar{x}_1) \frac{m_1}{\sigma_1^3} \exp\left[-\frac{(\bar{x} - \bar{x}_1)^2}{2\sigma_1^2}\right]} = -1 \quad (3)$$

Проведемо графічний аналіз можливої взаємодії параметрів інформаційних елементів дорожнього середовища за умов одночасного сприйняття водієм цих параметрів в процесі руху автомобіля (Рис. 3). Зауважимо, що точка максимуму — це точка перетинання двох графіків — h_0 та h_1 . Можна побачити, що в залежності від характеристик параметрів елементів середовища можливі такі співвідношення.

1. Якщо «вага» приблизно однакова, а їх природа принципово різниться (наприклад, форма елемента та колір елемента), то у графіків h_0 та h_1 будуть три точки перетинання (рис. 3а). Дві з яких характеризують положення зміщених максимумів, а третя лежить між ними і відповідає мінімуму, що їх розділяє. З графіка видно, що максимуми зміщені назустріч один одному і начебто притягуються. І притягуються тим більше, чим вони ближче.

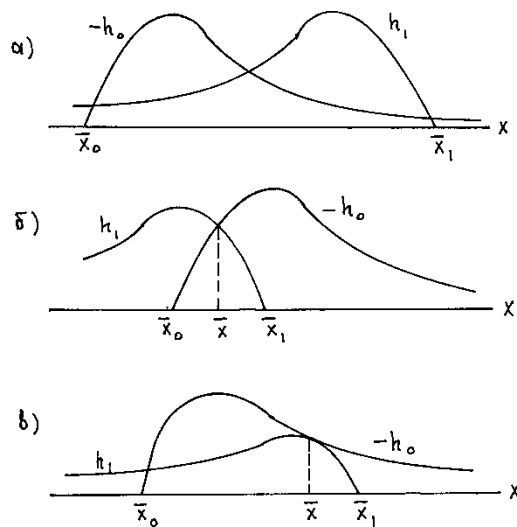


Рис. 3. Можлива взаємодія параметрів елементів.

2. Якщо параметри за значенням і впливом («вагою») зливаються в один і окреме їх сприйняття вже не фіксується (наприклад, форма композиції та ритм композиції), то відбувається начебто зниження гостроти зору водія і процес сприйняття дорожнього середовища стає комплексним (рис. 3б).

3. Якщо «вагу» одного параметра інформаційного елемента значно збільшити цілеспрямованою дією, наприклад: інтенсифікувати колір, гармонізувати форму, змінити масштаб, змінити місце розташування тощо, це зменшить відповідно «вагу» іншого параметру, то з двох максимумів залишиться один, що належить більш сильнішому (рис.5в).

Такий параметр можна назвати домінуючим і таким, що визначає значення елемента середовища в цілому.

Маючи приблизне положення максимуму, можна знайти аналітичну залежність. Знайдемо відхилення апостеріорного положення максимуму від апріорного $r_0 = \bar{x} - \bar{x}_0$. Це відхилення достатньо мале, тому можна записати

$$\exp \left[-\frac{(\bar{x} - \bar{x}_0)^2}{2\sigma_0^2} \right] \approx 1 \tag{4}$$

$$\bar{x} - \bar{x}_1 \approx \bar{x}_0 - \bar{x}_1 = y \tag{5}$$

Підставимо (4) та (5) в вираз (3) і запишемо у вигляді

$$r_0 = \bar{x} - \bar{x}_0 = y \frac{m_1 \sigma_0^3}{m_0 \sigma_1^3} \exp \left(-\frac{y^2}{2\sigma_1^2} \right). \tag{6}$$

Знайдене приблизне значення r_0 знову підставимо в (3) і знайдемо більш точне, друге наближення. Але загальний характер залежності r_0 від y при цьому не зміниться.

З виразу (6) видно, що із зростанням y відхилення спочатку зростає, досягає максимуму при $y \approx \sigma_1$, а потім починає падати і на безкінечності обертається в нуль. Аналогічно змінюється і тангенціальна складова інформативності ΔI_T , яка, як видно з [2], пропорційна квадрату r_0 . Графік залежності ΔI_T від y наведено на Рис. 4а.

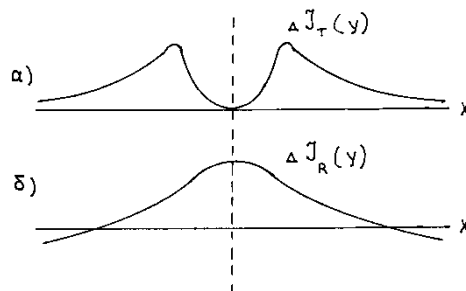


Рис. 4. Залежність тангенціальної та радіальної компоненти від розподілу параметра елемента.

Як видно з Рис. 4а максимальну тангенціальну інформативність мають стимули, що знаходяться в зоні гребня кратера. Нульову інформативність мають стимули, що попадають в центр кратера, де $x_I = x_0$.

З'ясуємо залежність радіальної складової від стимулу параметру.

$$\Delta I_R = \ln \frac{v_0}{v} = \ln \frac{\bar{f}}{\bar{f}_0} = \ln \frac{\bar{g} / (m_0 + m_1)}{\bar{g}_0 / m_0} \quad (7)$$

Знайдемо залежність \bar{g} від стимулу параметра.

Сумарна щільність в точці максимуму буде

$$\bar{g}(\bar{x}_0) = \bar{g}_0 + \bar{g}_1(\bar{x}_0) = \frac{m_0}{\sqrt{2\pi}\sigma_0} + \frac{m_1}{\sqrt{2\pi}\sigma_1} \exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_1^2}\right). \quad (8)$$

Підставимо (8) в (7) і одержимо

$$\Delta I_R = \ln \left[\left(1 + \frac{m_1 \sigma_0}{m_0 \sigma_1} \exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_1^2}\right) \right) / \left(1 + \frac{m_1}{m_0} \right) \right]. \quad (9)$$

Графік залежності ΔI_R від y показаний на Рис. 4б. З графіку видно, що є зона позитивної інформації (вище осі абсцис), та негативної (нижче осі). Стимули з негативної зони не сприяють правильному сприйняттю інформації, навпаки — провокують невизначеність і повернення до зони позитивної інформації.

Висновки з дослідження. З викладеного випливає, що потік інформації від дорожнього середовища до водія надходить тільки до тих пір, поки існує неузгодженість між середовищем і представленням про нього у водія.

Завдання полягає в підтримці стимулу параметра елемента шляхом його зміни [1]. Оптимальне рішення цієї задачі можуть забезпечити два принципових типи змін:

а) невеликі кількісні “нюансні” зміни параметру елемента середовища. Його змінюють настільки, щоб новий стимул попадав на гребень кратера (див. Рис. 4а) та забезпечував потік інформації за рахунок тангенціальної складової;

б) різкі контрастні зміни, при яких елемент стає якісно іншим. Цикл сприйняття починається знову і потік інформації забезпечується радіальною компонентою (Рис. 4б).

Нюанс та контраст, невеликі кількісні і різкі якісні зміни об'єкту — це і є два основних принципи організації дорожнього середовища і підтримки потоку інформації, що сприймається водієм на оптимальному рівні. Ці та інші принципи мають бути покладені в основу оптимізаційних методик.

1. Восприятие и действие. / [Запорожец А.В. и др.]. - М., 1967 - 371 с.
2. Гайдукевич В.А. Складові компоненти інформації про елементи дорожнього середовища / В.А. Гайдукевич // Автошляховик України. - 2000. - №2. - С. 30 - 31.
3. Гайдукевич В.А. Экспериментальные исследования распределение внимания водителей / В.А. Гайдукевич // Автошляховик України. - 1983 - №4 - С.50 - 51.
4. Зинченко В.П. Формирование зрительного образа. / В.П. Зинченко, Н.Ю. Вергилес. - М., 1967 - 106 с.
5. Лобанов Е.М. Проектирование дорог и организация движения с учетом психофизиологии водителя. / Е.М. Лобанов - М.: Транспорт, 1980. - 311с.
6. Мишуринов В.М. Надежность водителя и безопасность движения. / В.М. Мишуринов, А.Н. Романов. - М.: Транспорт, 1990 - 167с.
7. Павлюк Д.О. Удосконалення вибору рішень задач дорожньої служби щодо підвищення безпеки руху. / Д.О. Павлюк, О.І. Булах. // Автошляховик України - 1998. - №2. - С.37 - 39.
8. Селюков Д.Д. Безопасность и выбор скорости движения / Д.Д. Селюков // Вираз - 1995 - №2 - С.20 - 21; №4 - С.22 - 23.

Коник М.В. Оценка информационных характеристик составляющих дорожного среды Рассматривается взаимодействие составляющих компонентов в системе «водитель - автомобиль - дорога - дорожная среда». Дорожная среда представлена как информационная система. Выделяются составляющие элементы информации: радиальная и тангенциальная. Анализируется зависимость от распределения параметров дорожной среды.

Ключевые слова: автомобильная дорога, дорожная среда, информативность элементов, плотность элементов.

Konyk M. Evaluation of information characteristics constituting road environment The article considers interaction of the components in the "driver - vehicle - road - road environment" system. It considers road environment as the

system which, in fact, consists of a motorway with the relevant technical parameters and the technical equipment and the area of surrounding landscape perceived by the driver. Road environment is represented by the spatial composition of the information elements that are perceived by the driver during driving. There are radial and tangent components. The article analyzes their dependence on the parameters of road environment elements distribution.

The general perception of the driver of the road environment in the process of driving the car on the road section in certain architectural and landscape form is an integral process.

Experimental studies with registration of driver's physiological parameters which reflect the process of perception of the road environment during vehicle movement in certain driving conditions, clearly confirm normal distribution of physiological parameters and adequate response to changing road conditions.

The adequacy degree of a perceived real environment depends on several factors, including the information content of individual elements of the road environment.

The flow of information from the road environment to the driver continues only as long as there is a mismatch between the environment and the driver's vision of it.

The challenge is to maintain the incentive element by setting its changes. The best solution to this problem can be provided by two main types of changes:

a) Small "nuance" changes of the environment parameter. It is changed so that the new stimulus falls on the crest of the crater and ensures the flow of information through the tangential component.

b) Sharp contrast changes, in which the element becomes qualitatively different. The cycle begins again and the perception of the flow of information is provided by the radial component

Keywords: motorway, road environment, information value of elements, density of elements.

Стаття надійшла в редакцію 30.04.2014р.

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПЛАВНОСТІ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1. ПРОГРАМНО-АПАРАТНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ НАТУРНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВІСКИ

Мельничук С.В., Вітюк І.В., Бовсунівський І.А.
Житомирський державний технологічний університет

Спроековано підвіску задньої вісі автомобіля категорії М1 (ИЖ-2715) на основі чотириланкового важільного механізму. Створено програмно-апаратний комплекс для натурального дослідження плавності ходу автомобіля. Проведено випробування на плавність ходу автомобіля ИЖ-2715 методом переїзду перешкоди.

Ключові слова: плавність ходу, підвіска автомобіля, програмно-апаратний комплекс.

Постановка проблеми. Плавність ходу автомобіля є одним з найважливіших експлуатаційних складових активної безпеки автомобіля і які напряду пов'язані з якістю роботи підвіски. Покращенню цих техніко-експлуатаційних параметрів у всьому світі приділяється велике значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Серед робіт, присвячених цій проблемі слід виділити наукові праці, що заклали фундаментальні основи створення сучасного автомобіля. Завдяки роботам таких дослідників, як Я.М. Певзнер[6], А.А. Хачатуров, Р.В. Ротенберг[1], J.R. Ellis, Y. Furukawa, Н.В. Ресеїкаї багатьох інших, вдалося закласти основи наукових шкіл і виробити шляхи розвитку сучасного автомобілебудування, що задовольняють виробничим і експлуатаційним вимогам, що постійно посилюються.

У дисертаційній роботі Р.П. Кушвид [9] розвиває теорію дослідження руху автомобіля, спрямовану на скорочення термінів проектування і доведення автомобілів за рахунок прогнозування їх показників. Також останнім часом питанням стійкості руху автомобіля присвячені кандидатські роботи Морозова С. А. [10] та Гурьянова М.В. [11].

Відповідно підвищити ходові якості і розширити потенціали міського автомобіля категорії М1 можна за допомогою удосконалення вже існуючих підвісок або створення нових.

Специфікою вантажопасажирських автомобілів категорії М1 є те, що співвідношення навантаження на задню вісь порожнього та навантаженого автомобіля відрізняється майже вдвічі. Задні підвіски автомобілів іноземного виробництва Volkswagen Touran (незалежна важільна), Volkswagen Caddy (залежна ресорна), Renault Kangoo (напівзалежна торсіонна) не можуть забезпечити необхідну плавність ходу при такому розподілі навантаження.

Автомобіль Volkswagen Touran має незалежну важільну підвіску. Всі елементи кріпляться на підрамнику через потужні сайлент-блоки та шарові шарніри – це забезпечує незалежність коліс один від одного та кращу керованість. Навпаки проста конструкція ресорної підвіски Volkswagen Caddy має свої переваги. Два головних - це, по-перше, виникає при міжлистовому терті ефект гасіння коливань, завдяки якому ресора працює як найпростіший фрикційний амортизатор; а по-друге - ресора має прогресивну характеристику - тобто, її жорсткість збільшується в міру зростання навантаження. Але конструкція даної підвіски не повністю відповідає сучасним вимогам та, все ж, має обмежений діапазон регулювання плавності ходу.

Остання із перелічених - напівзалежна торсіонна підвіска Renault Kangoo проста у виконанні та експлуатації її висоти, компактно розташована відносно ширини транспортного засобу, а також довговічна. У порівнянні з розглянутими, її головним недоліком є високий центр крену.

Мета роботи: розробити програмно-апаратний комплекс для натурних досліджень підвіски автомобіля категорії М1.

На базі кафедри автомобілі та автомобільне господарство (А та АГ) Житомирського державного технологічного університету запропоновано спосіб підвищення плавності ходу автомобіля за рахунок конструктивних змін підвіски автомобіля. Було розроблено схему підвіски автомобіля на основі чотириланкового важільного механізму (ЧЛВМ)[1], яка забезпечуватиме збільшення енергоємності, підвищення показників плавності ходу, та стійкості.

Даною схемою була спроекована підвіска для задньої вісі автомобіля категорії М1 (ИЖ-2715), що показана на рис. 1.

За схемою підвіски традиційний пружний елемент 1 встановлений в середині ромбовидного важільного механізму 2.

Динамічне навантаження від дороги передається на підресорену масу через кінематичний ланцюг з важільного механізму 2 та повздовжніх напрямних 3, при цьому пружний елемент 1 отримує збільшену вдвічі деформацію, що призводить до збільшення енергоємності підвіски та покращення плавності ходу.

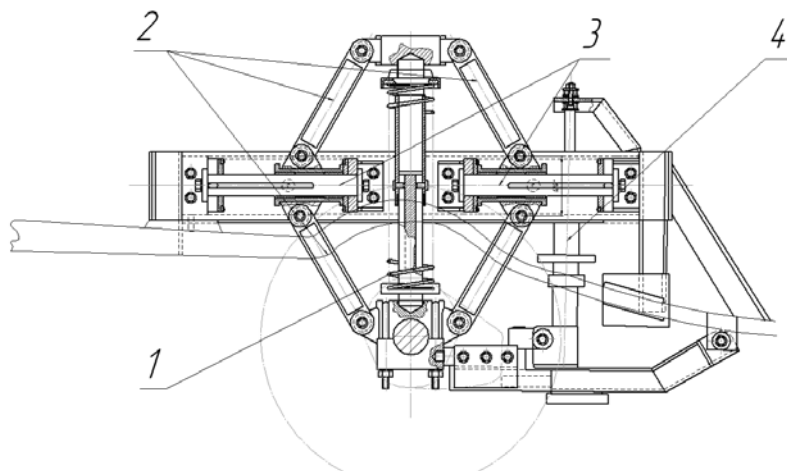


Рис. 1. Підвіска на основі ЧЛВМ

Для підтвердження переваг вказаної схеми підвіски були проведені модельні випробування, результати яких задовільно узгоджуються з теоретично отриманими.

Натурні випробування даної підвіски заплановано проводити в три етапи.

На першому етапі необхідно дослідити штатну підвіску ИЖ-2715, на другому – проектовану підвіску, на третьому – порівняти параметри роботи обох підвісок та зробити висновки.

Заплановано проведення досліджень плавності ходу за статичними (для отримання пружної характеристики) та динамічними (для оцінки параметрів коливального процесу) випробуваннями.

Комплекс лабораторних та дорожніх випробувань складається з:

- лабораторних випробувань:
 - динамічних - методом скидання;
 - статичних – методом довантаження;
- дорожніх випробувань:
 - методом переїзду перешкоди.

Лабораторні статичні випробування.

Підчас проведення статичних випробувань використовувалась наступна методика, розроблена на основі рекомендацій:

- автомобіль встановлюється на рівній горизонтальній площадці;
- встановлюються противідкатні упори під передні колеса;
- встановлюються вимірювальні прилади;
- фіксується початкове значення прогину підвіски без навантаження;
- довантажується автомобіль (дискрета довантаження 25 кг), рівномірно розподіляючи баласт у кузові;
- при кожному довантаженні фіксувати зміну прогину;
- довантаження провести до упору у відбійники;
- автомобіль розвантажується (дискрета розвантаження 25 кг);
- при кожному розвантаженні фіксується прогин підвіски;
- за результатами навантаження та розвантаження будується пружна характеристика підвіски автомобіля.

На рис.1 приведена схема випробування.

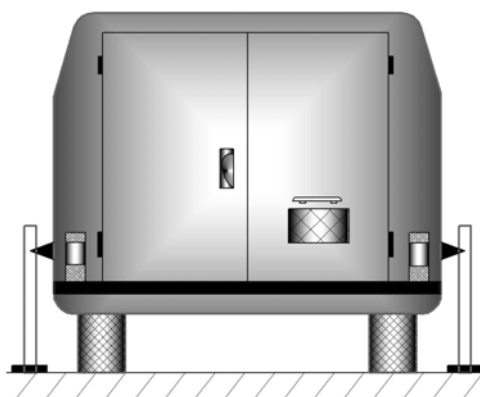


Рис. 1. Статичні випробування автомобіля ІЖ-2715

Для проведення експерименту автомобіль було розміщено на підготовленій рівній площадці та зафіксовані передні колеса. При навантаженні задньої вісі використовувались вантажі масою 25 кг, контролювалась рівномірність розміщення вантажів в кузові для отримання коректних даних. Експеримент проводили два рази та у два етапи. Довантаження відбувалось з кроком у двадцять п'ять кілограмів. Прогин задньої підвіски вимірювали спеціальною обладнаною лінійкою при кожному довантаженні. При досягненні маси вантажу, що відповідає максимальній допустимій (450 кг), було проведено розвантаження задньої вісі з кроком у двадцять п'ять кілограмів. По закінченню експерименту дослід було повторено ще три рази.

Лабораторні динамічні випробування.

Пружну характеристику отримали шляхом дискретного довантаження і розвантаження автомобіля.

Частоти вільних коливань були оцінені методом «скидання».

Автомобіль скидали з висоти 60 мм, при умові відсутності ударів в обмежувач ходу і відриву коліс від площадки на якій проводяться випробування [8].

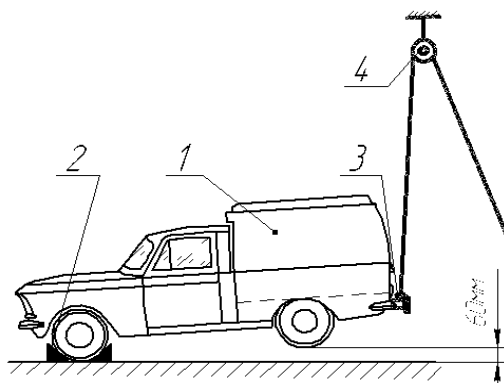


Рис. 2. Схема дослідження вільних коливань автомобіля ІЖ-2715 методом скидання:

- 1- автомобіль ІЖ-2715; 2 – противідкатні упори;
3 – розривна муфта (електромагніт); 4 – таль

Підйом автомобіля 1 відбувався за допомогою талі 4 на якій закріплюються електромагніти 3. Використання електромагнітів дозволить чітко фіксувати час скидання і комп'ютеризувати експеримент.

Після проведення лабораторних досліджень на плавність ходу автомобіля, наступним етапом за наведеним планом є проведення дорожніх випробувань - застосовувався метод «переїзд перешкоди».

Дорожні випробування.

Вказівки щодо безпосереднього проведення випробувань за методом переїзд перешкоди:

- плавний розгін до 20 км/год, після розгону в КПП вибрати нейтральну передачу;
- синхронізоване ввімкнення вимірювального обладнання;
- рух у коридорі з постійною швидкістю;

- гальмування на виході з коридору до повної зупинки;
- випробування проводити зі збільшення початкової швидкості на 10 км/год;
- випробування проводити з кроком довантаження 100 кг;
- для підвищення достовірності проведення експерименту заїзд повторити 3-4 рази.

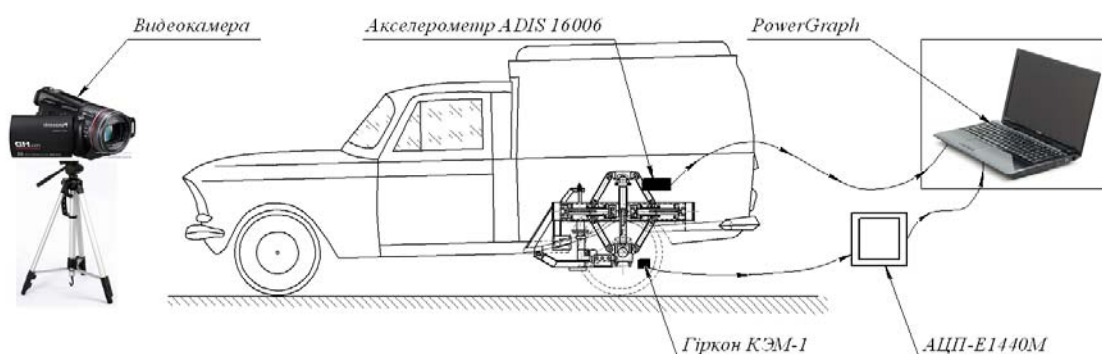


Рис. 3. Програмно-апаратний комплекс

Для запису динамічних параметрів руху під час проведення випробувань був розроблений програмно-апаратний комплекс (рис. 3), що складається з наступних приладів і датчиків:

- акселерометр Adis 16006;
- контролер ADISUSBZ;
- гіркон типу КЭМ-1;
- аналогово-цифровий перетворювач типу АЦП-Е1440М (L-card);
- Персональний комп'ютер з пакетом попередньо встановлених програм (PowerGraph, ADISUSBZ) для синхронізації, обробки та запису даних з встановлених датчиків;
- високошвидкісна відеокамера Panasonic HDCTM-700EE для запису відеозображення переїзду перешкоди автомобілем та подальшого коливання підресореної маси.

Для дослідження проектованої підвіски автомобіля на основі чотириланкового важільного механізму [1] пропонується поєднати наступні методи:

- 1 – метод, що базується на використанні акселерометрів адаптованих для роботи з комп'ютером;
- 2 – метод, відеовимірювання параметрів динамічних механічних систем.

За першим методом використовуються акселерометри ADIS16006 фірми Analog Devices, які вимірюють лінійне прискорення руху або гравітації та перетворюють отримані дані в електричний сигнал.

Дані акселерометри являють собою високоточні, низьковольтні пристрої для вимірювань прискорень вздовж двох осей із межами виміру $\pm 5g$. Вихідним є аналоговий сигнал, пропорційний прискоренню незалежно уздовж кожної осі. Точність даних датчиків складає 0,001 g (нахил 0,06°). Витримують прискорення до 3500 g, розміри складають 7,2 x 7,2 x 3,7 мм.

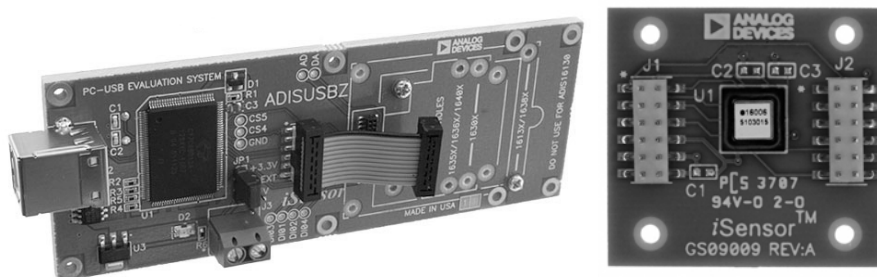


Рис. 4. Вид інтегрального контролера ADISUSBZ та акселерометра ADIS16006

Для перетворення аналогового сигналу від акселерометра на цифровий використовується контролер ADISUSBZ (рис. 4), який в свою чергу підключається за допомогою USB-кабеля до

комп'ютера (рис. 5). За допомогою спеціального програмного забезпечення зняті дані експерименту представляються у вигляді обробленої цифрової та графічної інформації.

Програма перетворює сигнал, що надходить від контролера, у зрозуміле зображення коливань випробувальної системи. Побудова синусоїдної кривої досліду відбувається автоматично, виходячи з двох параметрів які здатен вимірювати акселерометр, тобто по вісі X – час виміру (мс), по вісі Y – прискорення (m/c^2).

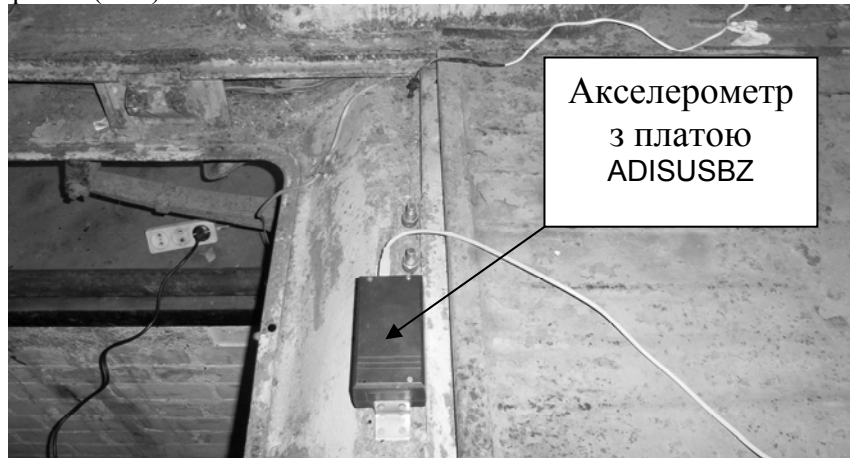


Рис. 5. Датчик акселерометр, встановлений на кузов автомобіля над задньою віссю

Для контролю швидкості автомобіля був використаний датчик гіркон КЭМ-1. Корпус датчика був закріплений до гальмівного циліндра заднього правого колеса (рис. 6) автомобіля ИЖ-2715. Магніт з комплекту до датчика, діаметр корпусу якого 7,5 мм, було змонтовано в корпус гальмівного барабану, при цьому забезпечивши зазор 2мм. Сигнал гіркону опрацьовував аналогово-цифровий перетворювач типу АЦП-Е1440М (L-card), який в свою чергу передавав сигнал на комп'ютер на якому програма PowerGraph опрацьовувала ці данні. Таким чином, знаючи радіус колеса та частоту спрацювання датчика, в реальному часі визначалась швидкість та прискорення автомобіля підчас проведення випробування.

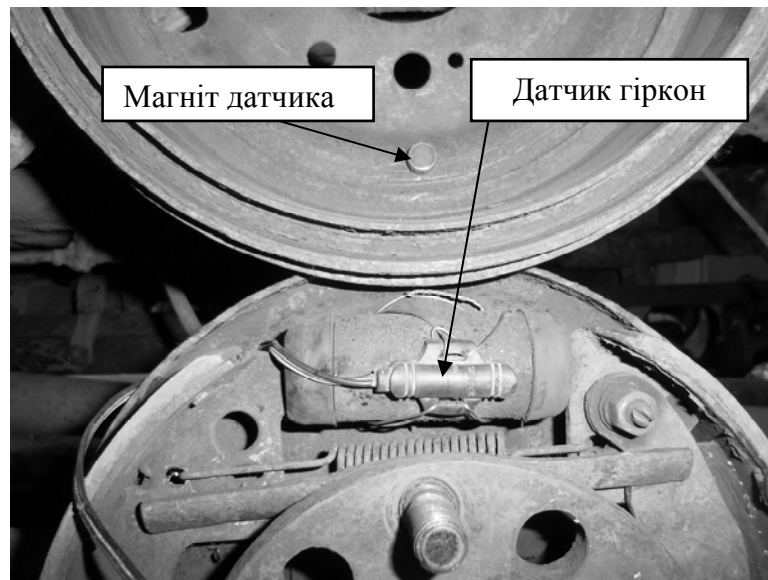


Рис. 6. Датчик гіркон закріплений на гальмівний циліндр та магніт датчика закріплений на гальмівний барабан

Для візуальної контролю проведення експерименту використовувалась високочастотна відеокамера PANASONIC HD-СТМ700ЕЕ, яка здатна реєструвати зображення з частотою до 60 кадрів\секунду включно. Завдяки такій швидкості, можливо більш детально слідкувати за ходом випробування та в подальшому зв'язати дані отримані від акселерометра з відеозображенням.

Для збереження вагових характеристик автомобіля під час випробувань, підтримувати рівень палива.



Рис. 7. Переїзд перешкоди автомобілем ІЖ-2715

Після проведення випробувань (рис. 7) по отриманим даним експерименту були побудовані графіки прискорень. Після програмного інтегрування було отримано залежність переміщень від часу (рис. 8-11).

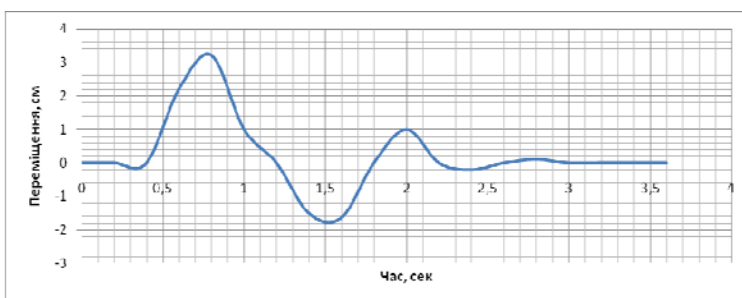


Рис. 8. Переїзд перешкоди при повному завантаженні автомобіля на швидкості 20 км/год

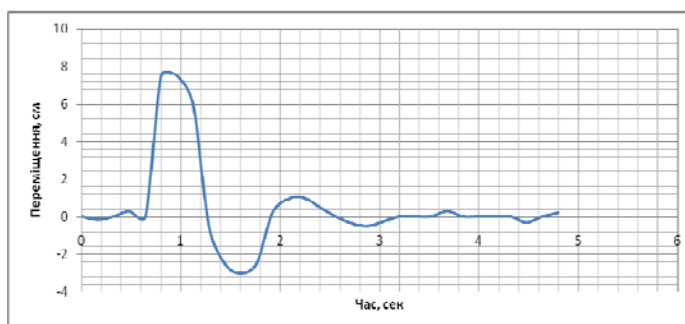


Рис. 9. Переїзд перешкоди з пустим кузовом автомобіля на швидкості 60 км/год

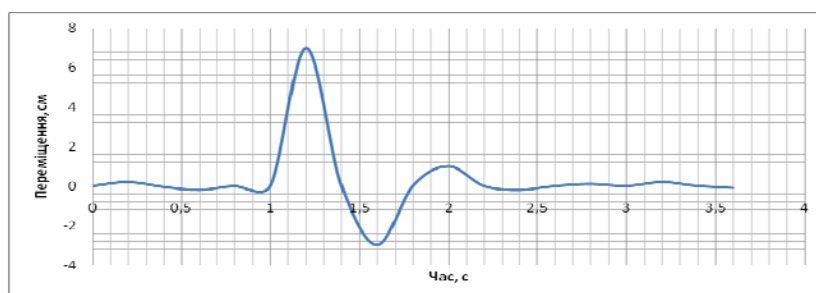


Рис. 10. Переїзд перешкоди з пустим кузовом автомобіля на швидкості 20 км/год

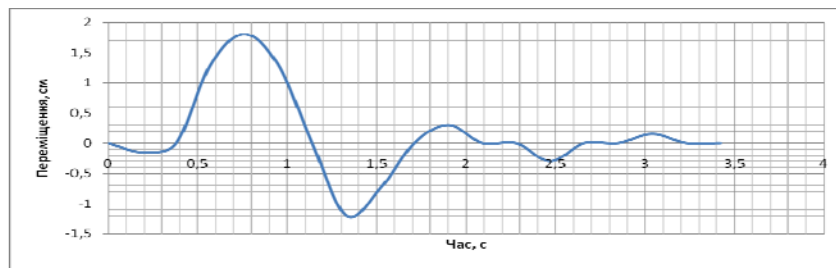


Рис. 11. Переїзд перешкоди при повному завантаженні автомобіля на швидкості 60 км/год

Аналіз даних експерименту показує, що величини частот коливань штатної задньої підвіски автомобіля ИЖ-2715, отримані при обробці графіків, співпадають в межах допустимої похибки із розрахунковими даними цього автомобіля.

Наступним етапом буде дослідження ходових якостей автомобіля ИЖ-2715 із встановленою підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму для порівняння отриманих даних.

Висновки:

- розроблено підвіску задньої вісі автомобіля категорії М1 (ИЖ-2715) на основі чотириланкового важільного механізму, яка забезпечує збільшення енергоємності, підвищення показників плавності ходу та стійкості.
- розроблено програмно-апаратний комплекс для натурного дослідження плавності ходу автомобіля, який дає змогу відслідковувати зміну коливання підресореної маси;
- проведено натурні випробування на плавність ходу автомобіля ИЖ-2715 методом переїзду перешкоди дає змогу оцінити працездатність програмно-апаратного комплексу

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. / Р.В. Ротенберг – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. / Г.А. Смирнов – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
3. Рябыкин С.Л. Средства измерения параметров движения./ С.Л. Рябыкин, Ф.Я. Загавура /М.: Высшая школа.- 1987. – 136с.
4. Успенский И.Н., Проектирование подвески автомобиля./ И.Н. Успенский, А.А. Мельников /М.: Машиностроение, 1976. – 60с.
5. Копилевич Э. В. Диагностика подвески автомобилей/ Э. В. Копилевич, М. А. Пурник, С. А. Федоров /М.: Транспорт, 1974. – 52 с.
6. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля. Испытания и исследования./ Я.М.Певзнер, Г.Г. Гридасов, А.Д. Конев – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с
7. Мельничук С.В. Методика проведення модельних випробувань підвіски автомобіля на основі чотириланкового важільного механізму./ С.В. Мельничук, І.В. Вітюк //Ж.: Вісник ЖДТУ. – Технічні науки. – 2008. - №3(46). – с.88-91
8. Мельничук С.В. Дослідження вільних коливань моделі підвіски автомобіля на основі чотири ланкового важільного механізму / С.В. Мельничук, Ю.О. Подчашинський, І.В. Вітюк // Вісник СевНТУ. – 2011 - № 121. – с.146-149.
9. Кушвид Р. П. «Прогнозування показників керованості і стійкості автомобіля з використанням комплексу експериментальних і теоретичних методів». Дис. докт. техн. наук. - М., 2005. - 348 с.
10. Морозов С. А. «Кутові параметри кочення керованих коліс як чинник підвищення стійкості руху і зниження навантаження передньої осі вантажного автомобіля». Дисс. канд. техн. наук. - М., 2005. - 180 с.
11. Гурьянов М.В. «Частотний метод оцінки курсової стійкості автомобіля на основі його моделей у вигляді систем з багатьма ступенями свободи і нелінійною взаємодією шин з дорожнім покриттям» - Дисс. . канд. техн. наук: 05.13.18.- Ульяновск, 2007.- 226 с.

Мельничук С.В, Вітюк І.В., Бовсунівський І.А., К вопросу повышения показателей плавности хода автомобиля категории М1. Программно-аппаратный комплекс для проведения натурных исследований подвески. Спроектирована подвеска задней оси автомобиля категории М1 (ИЖ-2715) на основе четырехзвенного рычажного механизма. Создан программно-аппаратный комплекс для натурного исследования плавности хода автомобиля. Проведены испытания на плавность хода автомобиля ИЖ-2715 методом переезда препятствия.

Melnychuk S., Vityuk I., Bovsunivskiy I., The problem of increasing indicators smooth progress vehicle categories m1. Hardware-software complex research of field investigations of suspension

Designed suspension rear axle vehicle category M1 (IZH-2715) on the basis of the four-link motion mechanism. Established software and hardware for full-scale research ride car. The tests on the smooth running of the car IZH-2715 method of moving obstacles.

Стаття надійшла в редакцію 06.05.2014 р.

СУЧАСНА ПІДГОТОВКА ОПЕРАТОРІВ КАР'ЄРНИХ САМОСКІДІВ

Монастирський Ю.А., Веснін А.В.
ДВНЗ "Криворізький національний університет"

Представлений опис створеного тренажера на основі кабіни кар'єрного самоскиду БелАЗ-7530 вантажопідйомністю 220 т, трьохступеневої електромеханічної платформи, програмного забезпечення та методичного матеріалу для підготовки і перепідготовки операторів кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією

Ключові слова: Технічні засоби навчання, тренажери, самоскид, БелАЗ.

Однією з важливих складових ефективності експлуатації кар'єрних самоскидів є майстерність оператора. В умовах поліпшення динамічних властивостей і постійного збільшення вантажопідйомності і пов'язаних з нею габаритів кар'єрних самоскидів, вимоги до майстерності їх управління зростають. Також висуваються нові вимоги, пов'язані з необхідністю приймати оптимальні рішення щодо стилю руху для оптимізації роботи, як за критерієм максимуму швидкості, так і за критерієм мінімуму витрати палива.

За дослідженнями авторів даної статті у різних операторів, що працюють на одному і тому ж самоскиді на одній і тій же трасі кар'єра відмінність за швидкості руху досягає 15 %, по продуктивності – 21 %, по питомій витраті палива – до 14 %, а на окремих трасах показники відрізняються до 30 % [1, 2, 3].

Первинна підготовка операторів на сьогодні проводиться на реальних самоскидах, на реальних трасах кар'єра і при помилках учня, може привести, як до трагічних наслідків зі значними фінансовими витратами, так і до порушення роботи всього технологічного циклу гірничих робіт кар'єра. Як показує динаміка зміни вантажопідйомності кар'єрних самоскидів, на великих кар'єрах країн СНД практично кожні 10 років відбувається ступеневу збільшення вантажопідйомності, що обумовлює необхідність у перепідготовці операторів кар'єрних самоскидів для роботи на машинах більшої вантажопідйомності. Сьогодні українські кар'єри, які експлуатують кар'єрні самоскиди вантажопідйомністю 130 т, переходять на машини вантажопідйомністю 220 т. Враховуючи, що оператор працює близько 30-40 років, то протягом роботи йому доводиться 4-5 разів змінювати вантажопідйомність машини і відповідно перенавчатися.

Підготовка операторів кар'єрних самоскидів на тренажерах є новим напрямом для холдингу «Білоруський автомобільний завод», тренажер кар'єрного самоскида з електромеханічної трансмісією створюється вперше. Однак для водіїв автомобілів та інших транспортних машин навчання персоналу на тренажерах є досить звичайним явищем. Компанія СТОВ «Віртуальні технології», що має великий досвід у створенні тренажерів різних машин, в даний час за завданням холдингу «БелАЗ-Холдинг» виготовила перший зразок тренажера водіння кар'єрного самоскида БелАЗ серії 7530 (вантажопідйомність 220 т) та залучила авторів статті до розробки методичного забезпечення підготовки операторів кар'єрних самоскидів на основі сучасного досвіду підготовки на гірничо-збагачувальних комбінатах Кривого Рогу.

Тренажер виконаний за модульною структурою, з уніфікованими окремими модулями і всієї архітектури, і стане базовим для повномасштабних тренажерів водіння кар'єрних самоскидів різної вантажопідйомності з різними видами трансмісії. Індивідуальні характеристики типу самоскида відображає кабіна тренажера та програмне забезпечення комп'ютерної моделі. Тренажер водіння складається з наступних основних компонентів: модуль оператора; модуль інструктора; програмно-апаратний комплекс; комплект експлуатаційної документації; комплект методичного забезпечення проведення підготовки та перепідготовки операторів (рис. 1).



Рис. 1. Тренажер кар'єрного самоскида БелАЗ.

Модуль оператора являє собою кабіну самоскида БелАЗ-7530 (з електромеханічної трансмісією), оснащену штатними органами управління і системою візуалізації з кутами огляду відповідним реальним полям зору водія. Кабіна встановлена на динамічну систему рухливості складається з триступеневої платформи з електромеханічним приводом. Система рухливості, керована залежно від заданих умов водіння, забезпечує реалізацію взаємодії машини з дорожнім покриттям, рельєфом місцевості, а також імітацію навантажень на оператора по крену, тангажу, від центрострімкого прискорення. Платформа забезпечує кутові переміщення по тангажу - $\pm 18 \text{ deg}$, крену - $\pm 18 \text{ deg}$ і лінійні переміщення - $(0,29 \pm 10 \%)$ м у вертикальній площині. (рис.2).



Рис. 2. Кабіна самоскида, яка встановлена на динамічній платформі

Кабіна включає імітатори таких пристроїв: імітатор рульової колонки (рульове управління без зворотного зв'язку), імітатор гальмівної педалі електродинамічного гальма, імітатор гальмівної педалі робочих гальм, імітатор стоянкового гальма, імітатор педалі подачі палива, імітатор ручної подачі палива, сидіння водія, панель приладів з приладами 75306-3800020-31, панель дисплея 75131-2108346-41, ремінь безпеки (сигналізація застосування у інструктора). Прилади, індикатори, перемикачі та інші органи управління підключені до комп'ютерного обладнання через відповідне електронне та електромеханічне обладнання. Робота з органами управління відображається у вигляді електричних сигналів, які передаються в комп'ютер, що моделює динамічні характеристики машини. Всі імітатори підключені до інтелектуальної шини даних за міжнародним стандартом ISO 11898, що забезпечує ув'язку в мережу "інтелектуальних" пристроїв введення/виведення, датчиків і виконавчих механізмів.

Модуль інструктора забезпечений трьома моніторами, принтером для друку результатів вправ; засобами введення інформації (клавіатурою і мишкою); засобами голосового зв'язку з учнем. На один монітор виводиться зображення, що визначає положення самоскида в тривимірному віртуальному просторі. На другому - інформація про стан органів управління самоскида, хід виконання вправи, положення самоскида на маршруті, меню зміни погодних умов і введення технічних несправностей. На третій монітор моделюється зображення, яке бачить оператор карного самоскиду з кабіни через лобове скло. (рис. 3).



Рис.3. Модуль інструктора. Загальний вигляд.

Програмно - апаратний комплекс включає: систему візуалізації, що забезпечує узгоджене відображення місцевості і розташованих на ній нерухомих і рухомих об'єктів при спостереженні через скління кабіни оператора, а також з місця інструктора; аудіо систему, що дозволяє відтворювати шумові ефекти, в тому числі звуки роботи двигуна, трансмісії, звуки зіткнень машин і зіткнень з перешкодами і т.п.; систему контролю виконання вправ, що автоматично записує результати всіх вправ, виконуваних учнями, з моменту її включення; систему моделювання динаміки кар'єрного самоскида, яка імітує тягову, гальмівну і поворотну динаміку транспортного засобу, що забезпечує імітацію умов руху кар'єрного самоскида з урахуванням динамічних характеристик двигуна і підвіски, розташування коліс, нерівностей місцевості і зчеплення з ґрунтом в місцях контакту коліс з поверхнею.

Система візуалізації забезпечує спостереження за фронтальною візуальною обстановкою і візуальною обстановкою з боків кар'єрного самоскида в секторі 180° , в тому числі забезпечується спостереження через дзеркала заднього виду. Кути огляду через вікна кабіни, величини «мертвих зон» відповідають конструктивним особливостям кар'єрного самоскида. В системі візуалізації присутні ефекти: відображення опадів (дощ, сніг); зміна глибини зору при наявності опадів; імітація роботи склоочисників; тіні від об'єктів обстановки; різні умови освітленості (день/ніч); динамічне освітлення світлом фар.

При моделюванні руху кар'єрного самоскида враховуються параметри двигуна і його систем, трансмісії, ходової частини, рульового управління, фактори, які впливають на поведінку моделі: тип дорожнього покриття, завантаження кар'єрного самоскида, коефіцієнт зчеплення коліс з поверхнею.

Аудіо система забезпечує тривимірне положення і напрямок на джерело звуку щодо слухача в кабіні. Є бібліотека шумів для імітації звуків роботи двигуна, трансмісії і кар'єрного самоскида, а також різних зовнішніх звуків.

Програмне забезпечення тренажера веде відомість учнів та картку стажу водіння, автоматично виставляє оцінку за виконання вправи, з подальшим виведенням результатів на друк.

Програма дозволяє інструкторові, в ході виконання вправи, змінювати погодні умови: включати метеорологічні опади у вигляді дощу і снігу, підвищувати - знижувати температуру навколишнього середовища, силу і напрям вітру, змінювати час доби, для відпрацювання навичок водіння в нічний час, змінювати технічні параметри машини, імітуючи знос двигуна, відмову гальмівної системи, перегрів охолоджуючої рідини, загоряння машини.

Шафа апаратна являє собою набір системних блоків, з встановленим програмним забезпеченням, керуючим роботою всього тренажера. З метою підвищення надійності, в тренажері застосовується спеціалізована операційна система, якій не страшні некоректні виключення електроживлення, засмічення операційної системи протягом експлуатації і загроза зараження комп'ютерними вірусами. Шафа силова призначена для захисту електронного та комп'ютерного обладнання від кидків напруги електромережі і для придушення електромагнітних перешкод. Шафа оснащена джерелом безперебійного живлення, що дає час для коректного виключення виробу. Для контролю кількості часу експлуатації тренажера, шафа електроживлення оснащена лічильником часу напруження.

На основі вивчення та аналізу досвіду підготовки операторів кар'єрних самоскидів на п'яти гірничо-збагачувальних комбінатах Криворізького залізорудного басейну авторами розроблено методичне забезпечення проведення підготовки та перепідготовки операторів. Детально викладені програми підготовки операторів з різним ступенем підготовленості, основні вправи підготовки та залікову вправу, яка включає всі елементи підготовчих вправ. Залікова вправа виконується на трасі руху від автосамосвалів в кар'єр і далі по кар'єрним дорогам з різним розташуванням бровок уступу відносно напрямку руху самоскида. Виїзд самоскида з будівлі цеху, рух до пункту навантаження, установка під навантаження за комбінованою схемою, рух вгору з вантажем, установка під розвантаження на відвалі, рух до пункту навантаження, установка під навантаження по тупиковій схемі, рух вниз з вантажем, установка під розвантаження на перевантажувальному пункті, рух в цех з розминовка із зустрічними навантаженими самоскидами, постановка в цеху в зону технічного обслуговування. У процесі руху моделюються нештатні ситуації передбачені програмою навчання, в тому числі : відмова рульового управління; відмова робочої гальмівної системи; пожежа в моторному відсіку ; пожежа в задньому мосту.

Розроблені методичні вказівки до проведення підготовки та перепідготовки диференційовано, в залежності від рівня первинних знань і вмінь персоналу. Рекомендується планувати періодичні перевірки умінь і тренінги операторів. Первинна апробація показала, що використання тренажерів на підприємствах дозволить підвищити майстерність операторів кар'єрних самоскидів, знизити питомі витрати палива на 12-14 %, підвищити продуктивність праці операторів на 17-19 %, при підвищенні безпеки транспортних робіт.

1. Опыт использования систем контроля загрузки и расхода топлива карьерных самосвалов для повышения качества вождения [Электронный ресурс] / Ю. А. Монастырский. Режим доступа: <http://maxi-exkavator.ru/articles/trucks/~id=615.html>.

2. Поиск и учет скрытых ресурсов повышения эффективности эксплуатации карьерных автосамосвалов / Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин // Вісник Східноукраїнського національного технічного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ, 2010. – № 7(149). – С. 79-83.

3. Человеческий фактор в автотранспортной системе карьера как возможность для управления себестоимостью продукции / Ю. А. Монастырский, О. Ю. Монастырская// Проблемы недропользования: Материалы V Всероссийской молодежной междунар. научно-практической конференции (с участием иностранных ученых), 8-11 февр. 2011 г.– Екатеринбург, 2011. – С. 167-174.

Представлено описание созданного тренажера на основе кабины карьерного самосвала БелАЗ-7530 грузоподъемностью 220 т, трехступенчатой электромеханической платформы, программного обеспечения и методического материала для подготовки и переподготовки операторов карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией

The description of the created simulator based on cab open-pit dump-truck BelAZ -7530 carrying capacity of 220 tons for the training and retraining of operators of mining truck with electromechanical transmission. The simulator is designed on a modular structure, with standardized individual modules and entire architecture consists of a module of the operator; module instructor; hardware and software; set of operational documentation; set of methodological provision to conduct training and retraining of operators. The module is the operators cab open-pit dump-truck with electromechanical transmission, equipped with full-time government and visualization of viewing angles corresponding fields of the real driver is installed on the system dynamic mobility as a three-tiered platform with an electromechanical drive. Instructor Module has three monitors, printers, mass input and voice communication with the student. Software-hardware system includes the visualization system, the audio system, the system monitoring exercise, the system dynamics simulation dumpers, traffic conditions simulating rigid dumper considering the dynamic characteristics of the engine and suspension, wheel location , terrain irregularities and adhesion of soil the points of contact with the surface traction wheel. Guidelines, which developed for the training and retraining of differentially depending on the initial knowledge and skills of staff and schedule periodic reviews of skills and training of operators. The using the simulators on enterprises are enabled to increase skill operator, lower specific fuel consumption by 12-14%, increase productivity operators by 17-19%, while increasing the safety of transport operations.

Keywords: technical equipments of educating, simulators, open-pit dump-truck, BelAZ.

Стаття надійшла в редакцію 04.04.2014р.

ЗАСТОСУВАННЯ СПЕКТРАЛЬНОЇ ЩІЛЬНОСТІ ДЛЯ ОЦІНКИ ЯКОСТІ ПОКРИТТІВ

Павлюк Д.О., Терещук В.П., Лебедев О.С., Шур'яков М.В.
Національний Транспортний Університет, Київ, Україна

В статті розглянуто підхід, що до визначення рівності покриттів за допомогою індексу R.

Ключові слова: злітно-посадкова смуга аеродрому, індекс r , спектральна щільність, рівність, сертифікація аеродрому.

Постановка проблеми.

Відповідно до нормативних документів, які діють в Україні, рівність покриттів нормують за різницею висотних відміток поздовжнього профіля, за кількістю просвітів під 3-х метровою рейкою, за показниками поштовхоміра та причіпних установок типу ПКРС, тощо. Проте усі ці методи не дають змоги охопити весь діапазон частот, який так чи інакше впливає на автомобіль або літак, водія або пілота, та пасажирів [8].

Аналіз останніх досліджень.

Останнім часом у світі набуває популярності оцінка рівності покриття за спектральною щільністю. Спектральна щільність – це графік залежності амплітуди нерівності від довжини хвилі. На основі спектрального аналізу визначається показник рівності штучних покриттів злітно-посадкової смуги - індекс R [2, 3]:

$$R = 6,48 - \frac{4,62 \cdot c}{0,21^{k-2}}, \quad (1)$$

де k - коефіцієнт, що характеризує рівень спектральної щільності:

$$k = \frac{\lg(y_B) - \lg(y_A)}{\lg(x_A) - \lg(x_B)}, \quad (2)$$

c – коефіцієнт, що характеризує форму спектральної щільності:

$$c = \lg(y_A) + k \cdot \lg(x_A) = \lg(y_B) + k \cdot \lg(x_B), \quad (3)$$

x_A, y_A, x_B, y_B – координати довільних точок A і B на прямій лінії, положення якої найкращим чином «повторює» поведінку кривої спектральної щільності (рис. 5) [3].

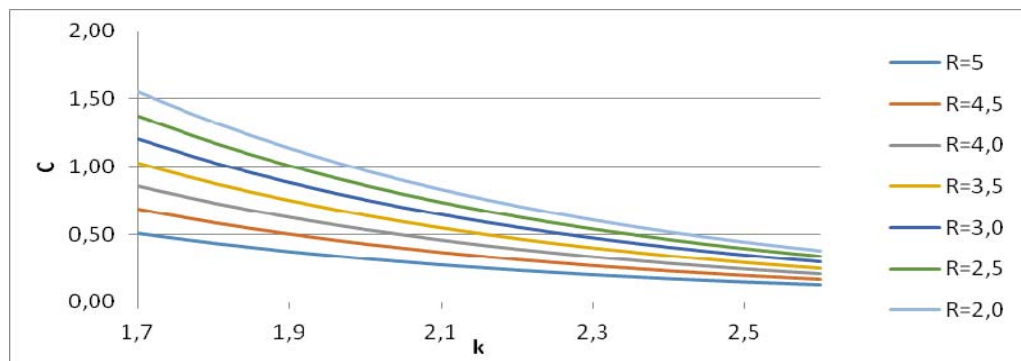
Оцінка якості злітно-посадкової смуги аеродромів за рівністю здійснюється у відповідності з табл. 1. [2, 3].

Таблиця 1

Оцінка рівності за індексом R

R	Характеристика
5,0 і вище	відмінна
4,9-4,6	хороша, ближча до відмінної
4,5-4,0	хороша
3,9-3,6	хороша, ближча до задовільної
3,5-3,0	задовільна
2,9-2,6	задовільна, ближча до критичної
2,5-2,0	критична
2,0 і нижче	незадовільна

Графік залежності між спектральними параметрами c і k наведено на рис. 1 [3].

Рис. 1 – Залежність між спектральними параметрами c і k при різних значеннях індексу R

На розрахунок цього показника впливають темп витрат ресурсів конструкції, вібраційний комфорт екіпажу, а також максимальні навантаження, які діють на літак при наземних режимах руху. В Росії, в ДержНДІ ЦА були проведені роботи з метою виявлення оцінок гранично допустимого рівня нерівностей аеродромних покриттів з врахуванням відповідної комплексності його впливу на процес експлуатації середнього магістрального літака [1].

Для отримання вихідної інформації про подібні впливи були проведені льотні випробування літака на п'яти аеродромах, які радикально відрізнялися один від одного по рівню нерівностей. Загалом було проведено 60 пробігів по штучній злітно-посадковій смугі цих аеродромів з варіюванням швидкості V , центрування \bar{X}_T і маси G літака. Варіювання вказаних параметрів здійснювалося з врахування плану експерименту, який задавався центральним композиційним рототабельним плануванням другого порядку для числа незалежних факторів $n = 5 (G, V, \bar{X}_T, c, k)$ (де k і c – відповідно показник степеню і коефіцієнт залежності спектральної щільності нерівностей аеродромного покриття S (мм²/м) від їх просторової частоти F (1/м): $S = \frac{c}{F^k}$). При цьому традиційно параметри c (мм²·м^{1-k}) і k розглядалися як узагальнені характеристики рівня нерівностей даного аеродромного покриття. Діапазон варіювання кожного із факторів G , V , \bar{X}_T вибирався по можливості так, щоб даний тип відповідав машині в реальній експлуатації, а саме G – від 70 до 98 т, V – від 90 до 200 км/год., \bar{X}_T – від 22 до 28% [1]. Це що стосується експериментального одержання формули (1).

Проведення ж вимірювань наводиться в нормативних документах, зокрема в російських рекомендаціях по експлуатації цивільної авіації, вказується, що «стан рівності поверхні аеродромних покриттів рекомендується характеризувати індексом R . Оцінку рівності рекомендується виконувати методом коротко крокового нівелювання або шляхом використання спеціального причіпного пристрою для вимірювання рівності» [6]. Однак методики проведення вимірювань та обробки результатів з метою визначення цього індексу в нормативній літературі не наводиться.

В роботі [3] більш детально розкрито алгоритм обробки даних під час нівелювання для оцінки рівності конкретної ЗПС. Проте сама стаття містить певні невідповідності, наведений приклад включає в себе різні джерела (графіки не відповідають формулам).

В статті [2] одержано значення індексу R для ЗПС Харківського авіаційного заводу (Харків-Сокольники), який порівнювався з іншими показниками, а саме з міжнародним індексом рівності IRI та інтегральним показником I кривої середньоквадратичного відхилення профілю.

Виклад основного матеріалу.

Через брак інформації автори провели власні теоретичні дослідження спектральної щільності, починаючи з комплексних чисел, рядів Фур'є і закінчуючи теорією сигналів [4, 5].

Об'єктом дослідження для розрахунку стала ЗПС аеродрому Київського авіаційного виробничого об'єднання «Авіант» (рис. 2).



Рис. 2 – Фотографії аеродрому «Авіант»

Польові роботи проводилися в 2006 році. Визначення відміток поздовжнього профілю виконувалося за допомогою нівеліра «Sokkia C4₁₀» та мікрометричної насадки «OM5» (рис. 3)



Рис. 3 - Визначення відміток поздовжнього профілю

з кроком 0,5 м з врахуванням плюсових точок, в яких мали місце різкі перепади поздовжнього профілю. Поздовжній профіль ЗПС у створі, який пролягав по осі льотної смуги та апроксимація поліномом 6 степеню наведені на рис. 4.

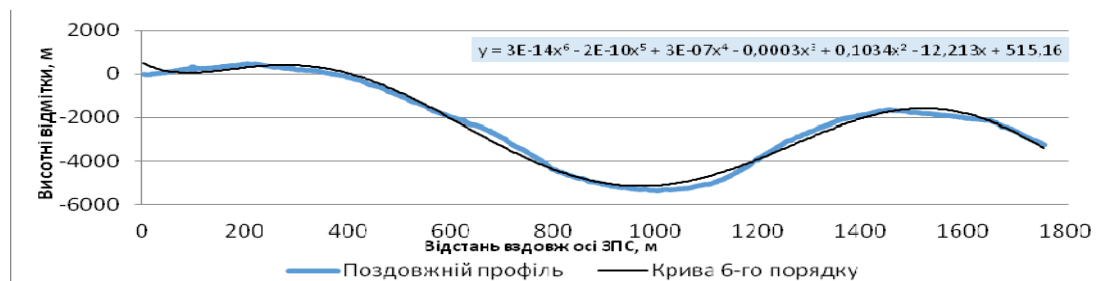


Рис. 4 – Поздовжній профіль ЗПС і його апроксимація кривою 6-го порядку

Розрахунковий графік спектральної щільності нерівностей покриття ЗПС для даного аеродрому наведено на рис. 5.

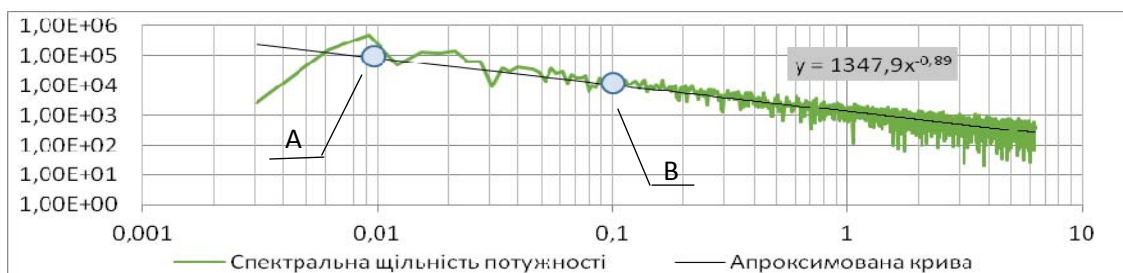


Рис. 5 – Графік спектральної щільності нерівностей аеродромного покриття ЗПС в подвійному логарифмічному масштабі

Значення координат x_A , y_A , x_B , y_B представлено в табл. 2.

Координати довільних точок A і B		
Назва точки/Координата	X	Y
A	0,01	$1347,9 \cdot 0,01^{-0,89} = 81219,01$
B	0,1	$1347,9 \cdot 0,1^{-0,89} = 10463,03$

Провівши необхідні розрахунки і отримавши значення індексу R , що становить 3,92, можна стверджувати, що стан поверхні штучного покриття ЗПС, який мав місце у 2006 році, слід визнати добрим, ближчим до задовільного.

Додатково аналізуючи криву, яка апроксимує профіль (рис. 4), можна зауважити, що на деяких ділянках мають місце значні відхилення ординат точок кривої від реального профілю. З метою удосконалення методики оцінки, ЗПС була розділена на три ділянки довжиною приблизно 500 м. Значення індексу R та його складових для кожної ділянки наведено в табл. 3.

Таблиця 3

Розрахунок індексу R по ділянках										
№ ділянки	Розміщення ділянки, м		x_A	y_A	x_B	y_B	k	c	R	Характеристика рівності
	Від	До								
1	0	514	0,1	1876,01	1	351,75	0,727	2,55	4,87	добра, ближча до відмінної
2	515	1026,5	0,1	2272,61	1	335,37	0,831	2,53	4,60	добра
3	1027	1538,5	0,1	1622,84	1	357,5	0,657	2,55	5,03	відмінна

Через менші значення відхилень висотних відміток від лінії Тренда ми отримали три ділянки з характеристиками високої якості покриття, що підтверджує правдивість наших припущень.

Для порівняння визначили індекс R для покриття першої правої смуги руху дороги М-03 (Київ-Харків-Довжанський - ПК 190+00,00-192+55,00) (рис. 6).

Поздовжній профіль автомобільної дороги та його апроксимація наведені на рис. 6.

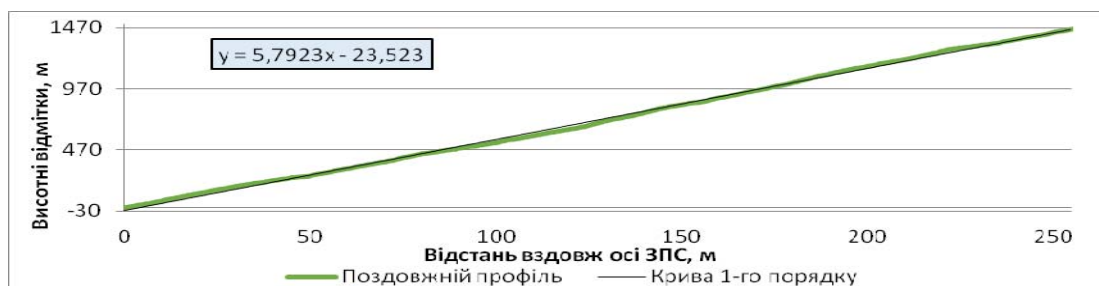


Рис. 6 – Поздовжній профіль ділянки дороги і його апроксимація кривою 6-го порядку
Розрахунковий графік спектральної щільності нерівностей покриття для даної ділянки автомобільної дороги побудований на рис. 7.



Рис. 7 – Графік спектральної щільності нерівностей дороги Київ-Харків-Довжанський (ПК 190+00,00-192+55,00) в подвійному логарифмічному масштабі

Результати показали, що індекс R на даній ділянці становить 5,12, що свідчить про відмінну якість покриття.

Висновок.

1. Був проведений аналіз рівності покриття для аеродрому київського авіаційного виробничого об'єднання «Авіант», що становить 3,92 та на ділянці дорозі М-03 (Київ-Харків-Довжанський), де індекс R дорівнює 5,12.

2. Надана відповідна оцінка для злітно-посадкової смуги та автомобільної дороги, що характеризує стан покриття для кожного випадку.

3. Для удосконалення методики було запропоновано розглядати профіль окремими невеликими ділянками, оскільки якість апроксимації суттєво впливає на показник рівності.

1. Филиппов В. П. Нормирование уровня ровности аэродромных покрытий с учетом его комплексного влияния на средний магистральный самолет. / В. П. Филиппов // Научный вестник МГТУ ГА. – М.: №187, 2013. – С. 1-7.

2. Горб А. А. Определение индекса ровности методом наземного лазерного сканирования. / А. А. Горб, А. И. Горб // Сучасні досягнення геодезичної науки та виробництва. – Львів: № 21, 2011. – С. 145-149.

3. Канунников О. В. Определение индекса ровности R по высотным отметкам продольного профиля ИВПШ. / О. В. Канунников, И.В. Groшев, А. А. Штрейхер // Аэропорты прогрессивные технологии., 2002. - № 1 (14)

4. Дубовик В. П. Вища математика: Навчальний посібник / В. П. Дубовик, І. І. Юрик // – К.: А.С.К., 2006. – 648 С.

5. Баскаков С. И. Радиотехнические цепи и сигналы. / С. И. Баскаков // Высшая школа, 1988. – 466 С.

6. Руководство по эксплуатации гражданских аэродромов Российской Федерации: РЭГА РФ – 94. - Офіц. вид. — М: «Воздушный транспорт»: Минтранс России, 1994. – 124 с. – (Нормативный документ Минтранс России. Руководство)

7. Роев Ю. Д. Оцінка нерівностей штучних покриттів аеропортів. / Ю. Д. Роев // Геопрофі. №3 – М: Информационное агентство «ГРОМ», 2006 – С. 15-17.

8. Савенко В. Я. Неодоліки оцінки рівності поверхні дорожніх покриттів, яку використовують в Україні. / В. Я. Савенко, В. В. Філіппов, Д. І. Кіяшко, Р. В. Смолянчук, Н. В. Смірнова // Автошляховик України. – К: Держ. автотр. наук. досл. і проектн. ін-т, 2011. - №6. – С. 24-31.

Павлюк Д.А., Терещук В. П. Лебедев А. С., Шур'яков М. В.. Применение спектральной плотности для оценки качества покрытий . В статье рассмотрен подход, к определению ровности аэродромного покрытия с помощью индекса R.

Ключевые слова: взлетно-посадочная полоса аэродрома , индекс R, спектральная плотность, равенство, сертификация аэродрома.

Pawluk D. Tereshchuk V. Lyebyedev O., Shur'yakov M..Application spectral density to assess the quality coatings. The article deals with approach to the definition of equality airport paving using index R.

Keywords: runway airfield index r, spektral density, equality, certification airfield.

Стаття надійшла в редакцію 07.05.2014 р.

ПРИМЕНЕНИЕ БЕСКОНТАКТНОЙ МАГНИТНО-ТУРБУЛЕНТНОЙ ОЧИСТКИ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ В АВИАЦИОННОМ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

Пейчев¹ Г.И., Колесник¹ П.А., Мурашкин¹ Е.И., Стельмах² А.У.,
Житницкий² А.Л., Кушев² А.В., Шимчук³ С.П.

¹ГП “ИВЧЕНКО-ПРОГРЕСС”

²Национальный авиационный университет

³Луцкий национальный технический университет

Показано, что наиболее эффективным способом очистки трущихся поверхностей подшипников качения является комбинированное бесконтактное импульсное электромагнитное и турбулентное воздействие на поверхности и микрочастицы ферромагнитной и другой природ. Физика процесса такой очистки заключается в подавлении коэрцитивных сил взаимодействия поверхностей тел различной массы путем изменения их магнитного состояния соответствующей частотой.

Ключевые слова. Шарикоподшипники, способы очистки, магнитная доменная структура, магнитная сила, импульсное электромагнитное и турбулентное воздействие

Постановка проблемы. Отличительной особенностью авиационных шарикоподшипников является то, что они в десятки и сотни раз дороже аналогичных с одинаковыми типоразмерами подшипников массового производства, используемых для широкого потребления в общем машиностроении, а также высокий (в десятки раз) больший ресурс по сравнению с межремонтным ресурсом газотурбинных двигателей (ГТД) и его агрегатов [1 – 3]. Поэтому полная замена шарикоподшипников при его ремонте в ходе эксплуатации – одна из весьма существенных статей расходов, которую несут ремонтные предприятия и, в конечном счете, авиакомпания-перевозчики. Убытки от неоправданно частой и преждевременной замены авиационных шарикоподшипников в ходе плановых ремонтов узлов и агрегатов ГТД оцениваются от 10 до 25% стоимости капитального ремонта. Поэтому разработка новых высокоэффективных методов реновации неразборных шарикоподшипников актуальная задача, решение которой позволит существенно уменьшить эксплуатационные расходы на ремонт авиационной техники.

Анализ последних исследований и публикаций. Шарикоподшипники сами по себе являются высокоточными и сложными изделиями, обладающими рядом конкурентных преимуществ по сравнению, например, с подшипниками скольжения. Ко всем подшипникам качения быстроходных изделий предъявляются известные высокие требования: способность выдерживать большие нагрузки, минимум потерь мощности, минимальный износ, избежание чрезмерных вибраций и другие. Авиационные же подшипники опор роторов ГТД и других агрегатов должны еще и надежно работать в широком интервале температур (от запуска при отрицательной температуре до режимной работы узла), воспринимать многократные перегрузки и перекося колец во время маневрирования летательного аппарата [4, 5].

В производстве и в техобслуживании трибосистемы качения подвергают очистке. Известны различные методы и технологий удаления загрязнений. С учетом конструктивных и технологических различий, а также особенностей эксплуатации подшипников, наибольшее распространение получили ультразвуковые методы их очистки. При этом для разрыхления и ослабления связей загрязнений с подложкой, и последующего их удаления используют преимущественно гидродинамическое воздействие. Как показали результаты исследований [4, 5], даже такой относительно эффективный метод, как ультразвуковой, не всегда обеспечивает требуемый уровень чистоты рабочих поверхностей неразборных подшипников качения.

Используемые в ГТД роликовые подшипники преимущественно разборные, поэтому каждая их деталь (ролики, кольца, сепаратор) достаточно легко поддаются очистке механическими, гидравлическими и ультразвуковыми методами. Неразборные же шарикоподшипники очистить от поверхностных загрязнений весьма проблематично, так как множество поверхностей трения (шарики, контактирующие с поверхностями окон сепараторов и дорожками колец качения, сами беговые дорожки) недоступны, скрыты от воздействия на них однонаправленных ультразвуковых полей или поля скоростей моющей среды при гидромеханическом воздействии.

Одним из наиболее удачных показателей качества шарикоподшипников является общий уровень вибраций (ОУВ) при прочих равных условиях осевого нагружения и частоты вращения. В ряде специальных изделий в качестве опор роторов используются приборные подшипники, к которым предъявляются высокие требования по величине ОУВ. Несмотря на все усилия ряда серийных заводов по повышению точности изготовления деталей, их ультразвуковой мойки на каждом этапе изготовления, включая этап окончательной сборки, подавляющее большинство (80%) таких шарикоподшипников имели повышенные значения ОУВ, относительно нормы 62 дБ. Высокий процент отбраковки таких спецподшипников predetermined поиск причин повышенного ОУВ со стороны отечественных ГПЗ, а потребители таких подшипников вынуждены были производить их закупку за рубежом в Японии и Германии. Проблему повышенной вибрации не только приборных, а и авиационных шарикоподшипников пытались решить несколько научных лабораторий и институтов, в том числе и лаборатория «Нанотехнологий» НАУ.

Тщательные исследования показали, что причиной высоких значений общего уровня вибраций шарикоподшипников является наличие на рабочих поверхностях тел и дорожек качения, а также сепаратора значительного количества микро-, субмикро- и наночастиц ферромагнитной природы. Анализ показал, что их присутствие на поверхностях шарикоподшипников, которые в настоящее время поставляются в герметичных упаковках – результат естественного оседания высокодисперсных ферромагнитных частиц, которыми перенасыщена производственная атмосфера подшипниковых предприятий-изготовителей. К сожалению, в ряде отечественных ГПЗ и ГПЗ стран СНГ вся промышленная зона пронизана высокодисперсными частичками, возникающими в ходе технологических операций точения, шлифования, полирования ферромагнитных подшипниковых сталей. Ведущие компании мира достигли существенно более высоких показателей не только по качеству изготовления и культуры производства, но и чистоты воздуха в промышленных зонах изготовления деталей и сборки шарикоподшипников различного назначения. Однако проблема загрязнений трактов качения неразборных подшипников по-прежнему остается актуальной и для мировых брендов подшипниковой индустрии.

Как известно шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 являются типичным ферромагнетиками. Этот класс конструкционных сталей, согласно современной теории микромагнетизма, характеризуется свойствами спонтанной (самопроизвольной) намагниченности, которая описывается классическим векторным полем: $J(r) = J_s \cdot \alpha(r)$, где α – единичный вектор, а J_s – намагниченность насыщения. Равновесное распределение $\alpha(r)$ определяется из теории микромагнетизма при помощи вариационного принципа, который постулируется следующим образом: при действительном распределении намагниченности полная свободная энергия, состоящая из различных вкладов, должна быть минимальной. Все ферромагнетики имеют доменную структуру, которая отражает магнитные свойства как частиц от нано- и микро- до макромасштабов. То есть доменную структуру имеют как детали шарикоподшипников, так и микрочастицы возникшие в ходе подшипникового производства. Механизм формирования доменных структур в подшипниковых деталях обусловлен совместным действием эффективных полей [6 – 8] обмена, анизотропии, Зеемана (внешнее магнитное поле), магнитостатического и упругих напряжений.

Процессы намагничивания и перемагничивания определяются свойствами доменной структуры (ДС). Магнитная доменная структура – совокупность областей в магнитной подсистеме ферромагнитных материалов, которые связывают микроскопические магнитные характеристики с их макроскопическими свойствами.

Метод порошковых фигур Акулова– Битера (магнитной суспензии) был применен при первых наблюдениях ДС [7], которые подтвердили её существование и состоит в нанесении на хорошо полированную поверхность магнитного материала магнитной суспензии (взвешенные в жидкости однодоменные частицы магнетита Fe_3O_4) массой m . На частицы действует сила

$$F \sim m(dH/dx) \quad (1)$$

Эти частицы притягиваются в область доменных границ, поскольку наибольший градиент поля вблизи края доменов. При этом, как правило, прорисовываются доменные границы.

Для компенсации силы F необходимо приложить внешнее магнитное поле, при котором намагниченность в материале, предварительно намагниченном до насыщения, становится равной нулю (коэрцитивная сила). Она определяется средней величиной сил, задерживающих необратимое смещение границ между доменами при перемагничивании. Задерживать смещение границ между доменами могут неферромагнитные включения разной формы и дисперсности, напряжения, обусловленные дислокациями и другими причинами, и градиенты напряжений,

границы фаз, зерен и субзерен, а также прочие неоднородности и дефекты кристаллического строения. Это обуславливает тот факт, что коэрцитивная сила является одной из наиболее структурно чувствительных характеристик ферромагнитных материалов.

Обширные совместные исследования НИЛ НАУ и ГП «Ивченко-прогресс» авиационных шарикоподшипников различных компаний-производителей позволили констатировать, что как новые, так и шарикоподшипники после длительной эксплуатации, на своих поверхностях удерживают значительное количество металлических ферромагнитных и других загрязнений, которые не удаляются ультразвуковым методом.

Цель исследования. На основании использования бесконтактной магнитно-турбулентной очистки шарикоподшипников определить эффективность этого способа.

Основные результаты исследования. Разработанный в научно-исследовательской лаборатории «Нанотриботехнологий» НАУ стенд очистки подшипников качения ОПШ-01М [9 – 11], установленный в отделе главного металлурга ГП «Ивченко-прогресс», позволяет эффективно удалять со всех поверхностей тракта качения микро- и наночастицы ферромагнитной и другой природы путем комбинированного воздействия импульсными магнитными полями и турбулентными течениями жидкости (рис. 1).

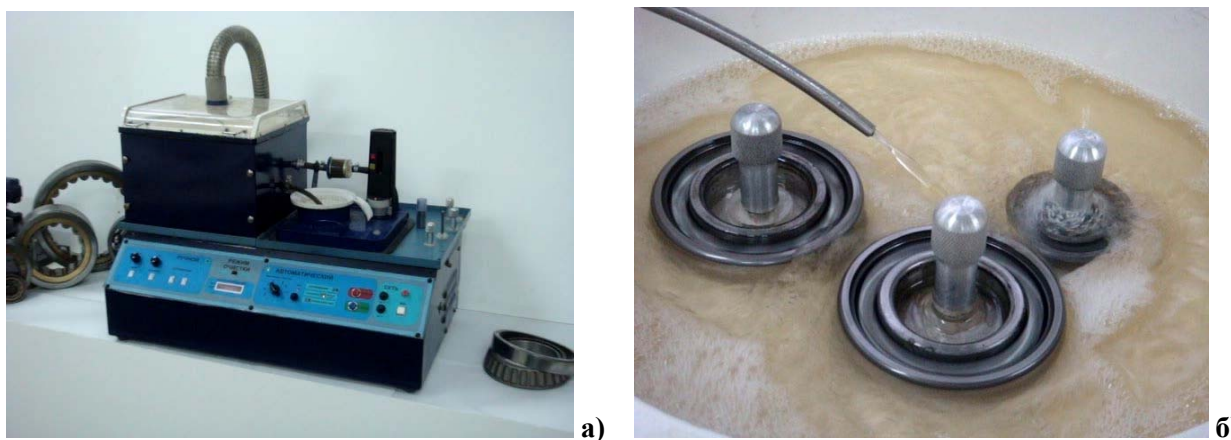
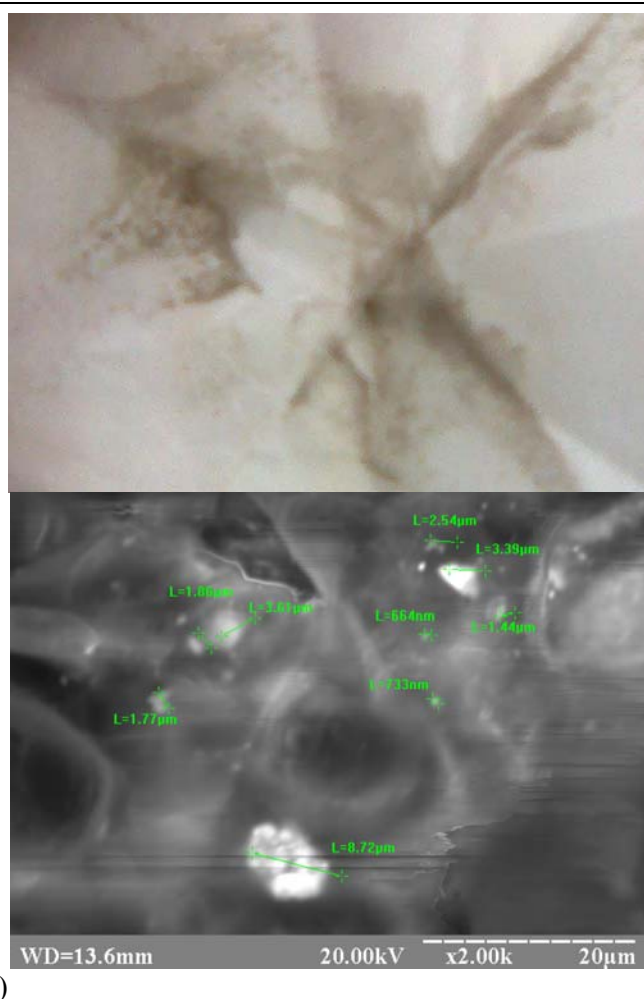


Рис. 1. Внешний вид стенда очистки шарикоподшипников ОПШ-01 (а) и камера очистки трех подшипников с разными типоразмерами (б)

Стенд ОПШ-01М, модернизированный новой программой управления (частота импульсно-магнитного поля, длительность однонаправленных циклов очистки, реверсивность, ускорение), позволяет усовершенствовать предложенные и разрабатывать новые методики очистки шарикоподшипников в сборе. Рекомендуется стенд внедрять не только на этапе реновации подшипников в ходе ремонта ГТД, но и в качестве предэксплуатационной очистки новых подшипников.

ГП «Ивченко-Прогресс» планируется совместно с лабораторией «Нанотриботехнологий» НИЧ НАУ разработать новую систему очистки, дополненную ультразвуковым методом, что позволит существенно улучшить качество удаления как твердых частиц, так и углеводородных отложений и структурообразований на поверхностях качения. Это особенно важно для подшипников после длительной эксплуатации в условиях высоких температур.

Обеспечение высокой чистоты всех поверхностей деталей ГТД и особенно шарикоподшипниковых при сборке новых ГТД является актуальной проблемой в серийном производстве. Эта проблема решается следующим образом. Новые заводские шарикоподшипники с консервационным маслом или смазкой, в герметичной упаковке, расконсервируются, промываются и подвергаются ультразвуковой промывке. После этого эти подшипники устанавливаются в камеру очистки стенда ОПШ-01 и подвергаются воздействию на их поверхности комбинированными импульсными магнитно-турбулентными полями в среде авиационного керосина ТС-1. Через несколько минут такой процедуры на дне камеры визуально наблюдается скопление микроскопических металлических частиц, которые легко удаляются с помощью постоянного магнита (рис. 2).



а)

б)

Рис. 2. Внешний вид фильтра с ферромагнитными частицами, удаленными из новых шарикоподшипников после очистки на ОПШ-01 в течении 4 минут каждый (а) и результаты измерений размеров частиц на электронном микроскопе РЭМ-106И (б)

Такие же исследования проводились на подшипниках как отечественного, так и зарубежного производства. Всегда наблюдалось удаление из тракта качения подшипников достаточно большое количество ферромагнитных загрязнений. Ясно, что эти частицы при эксплуатации ГТД с первых секунд начнут играть свою неблагоприятную роль. Поэтому предэксплуатационную очистку шарикоподшипников следует проводить на серийных заводах изготовителях ГТД, что существенно, по мнению авторов повлияет на функциональные качества ГТД и внесет свой положительный эффект в безопасность полетов.

С целью повышения эффективности существующих и разработки новых методов и технологий очистки узлов машин и механизмов авторами был проведен ряд исследований, направленных на создание физико-математической модели поведения частиц загрязнений и изучения влияния сил, воздействующих в процессе очистки на компоненты загрязнений рабочих поверхностей подшипника. На рис 2. представлены фотографии внешнего вида фильтра с ферромагнитными частицами, удаленными из новых шарикоподшипников (предварительно распакованных из гермоупаковки и расконсервированных ультразвуковым методом) после очистки на ОПШ-01 в течении 4 минут каждый (а) и результаты измерений размеров частиц на электронном микроскопе РЭМ-106И (б). Распределение количества частиц размерами от 1 мкм до 720 мкм по фракционному составу описывается экспоненциальной функцией: с уменьшением размера количество частиц экспоненциально возрастает.

В качестве объекта исследования был выбран шарикоподшипник серии 203. Режим потока моющей жидкости, проходящей через подшипник, поддерживался турбулентным, как наиболее распространенный в известных методах и способах, что позволяет эффективно реструктурировать загрязнения и удерживать их в потоке моющей среды. С учетом этих условий, следует обратить внимание на то, что при очистке известными методами на частицу, находящуюся на поверхности тракта качения подшипника, действуют следующие силы (рис. 3): гравитационная составляющая

F_g , кулоновские силы FG сила Архимеда F_{arb} , сила гидродинамического сопротивления F_{gidro} , сила адгезии F_{adg} , магнитная составляющая доменов F_m [12].

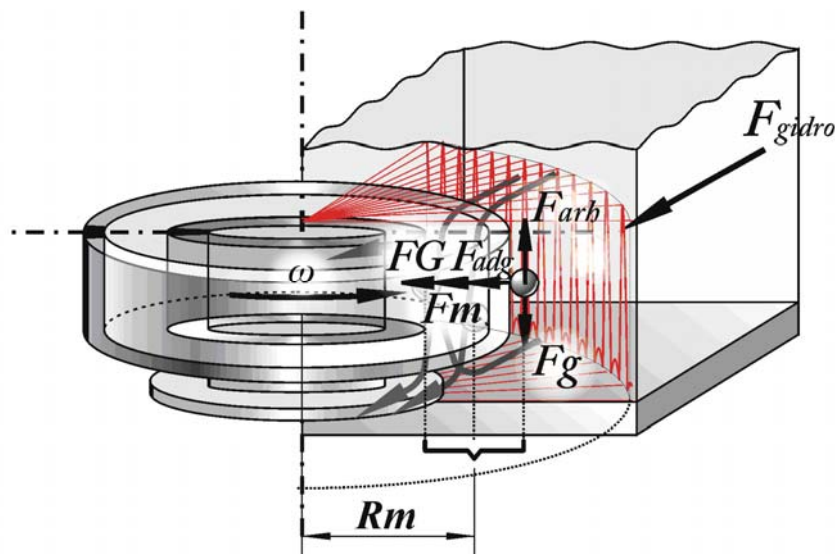


Рис. 3. Силы, действующие на частицу при очистке подшипника

В качестве моющей среды преимущественно используются углеводородные жидкости и поверхностно активные вещества. Керосины относят к низкомолекулярным углеводородным соединениям. Молекулы керосина в среднем содержат 8 метиленовых групп (рис. 4), [10].

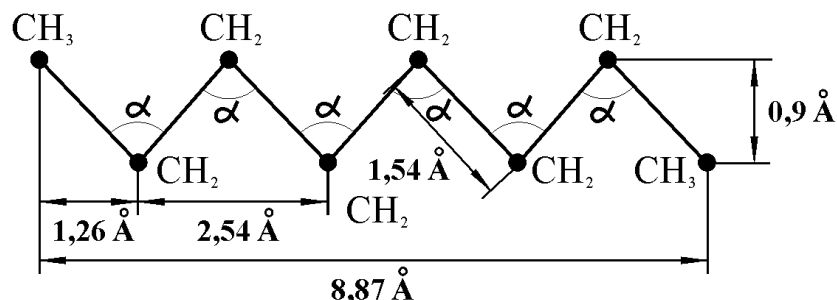


Рис. 4. Структура молекулы керосина

Количественная оценка этих сил при среднем значении параметров частиц и внешних воздействий позволяет выделить две значимые силы: сила гидродинамического сопротивления и сила магнитного взаимодействия.

Исходя из вышеизложенного, наибольшей силой, действующей на загрязнения, в процессе очистки поверхности, является гидродинамическая сила. Согласно формуле Н.Е. Жуковского [12] сила лобового сопротивления частицы сферической формы в потоке моющей среды составляет

$$F_x = 0,2 \cdot \pi \cdot d_q^2 \cdot \rho \cdot \Delta u^2 \quad (2),$$

где d_q – диаметр частицы, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; Δu – скорость потока жидкости относительно частицы, м/с.

В случае использования в качестве моющей среды керосина при скорости потока $\Delta u = 1,2$ м/с, достаточной для образования турбулентного характера течения в каналах подшипника качения, сила лобового сопротивления рассматриваемой частицы составит от $7,24 \cdot 10^{-12}$ до $7,24 \cdot 10^{-8}$ Н.

Необходимо также учитывать, что с уменьшением размера фракций загрязнения требуется увеличение минимально достаточной для отрыва средней скорости потока. Экспериментальное и теоретическое исследования подтверждают уменьшение скорости движения моющей жидкости в приграничных слоях, а также то, что значительное количество особо мелких частиц затенено неровностями поверхности. Существенно, что шероховатость может служить и турбулизатором потока. Наличие в таком течении поперечных пульсаций скоростей жидкости (в поперечном сечении) способствует переносу твердых частиц в массу моющей среды и поддержанию их во взвешенном состоянии [11].

Анализ литературных источников, а также результаты проведенных авторами экспериментов показали, что на границах доменов конструкционных материалов имеют место достаточно сильные магнитные поля, что вместе с остаточной намагниченностью деталей в значительной степени препятствует [9] отрыву и удалению с из рабочих поверхностей частиц загрязнений ферромагнитной природы.

С учетом этого рассматриваемую систему (рис. 5) можно представить совокупностью пар диполей.

Для частицы m_1 загрязнения, на поверхности которого магнитная индукция B составляет 10 мТл (при допущении идентичности материала загрязнения и деталей подшипника), напряженность магнитного поля примет вид:

$$H = \frac{B}{(\mu_0 \mu_m)} = 1,45(A/m) \quad (3),$$

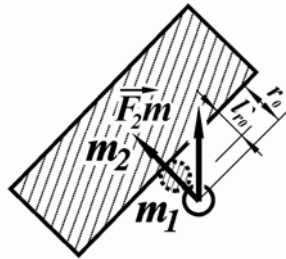


Рис. 5. Магнитное взаимодействие частицы загрязнения ферромагнитной природы с обоймой подшипника

Тогда намагниченность будет соответствовать:

$$M_m = \frac{B}{\mu_0} - H = 7956,3(A/m) \quad (4)$$

Для рассматриваемой частицы с объемом V_{m1} в диапазоне от $5,24 \cdot 10^{-22}$ до $5,24 \cdot 10^{-16}$ м³ и объема обоймы подшипника $V_{m2} = 4,9 \cdot 10^{-6}$ м³ момент диполя равен:

$$P = M_m \cdot V = ql \quad (5)$$

Магнитная сила взаимодействия частицы в поле внутреннего кольца подшипника составит:

$$F_m = \frac{\mu_0 q_1 H}{4\pi} \quad (6)$$

и для рассматриваемого случая будет принимать значения от $2,9 \cdot 10^{-14}$ до $2,9 \cdot 10^{-7} H$.

Выводы

1. Традиционными гидравлическими и ультразвуковым методами реализовать отрыв частиц загрязнений с деталей неразборных шарикоподшипников, а также вынос их и удержание во взвеси моющего раствора крайне затруднено. Это объясняется наличием узких зазоров между трущимися

поверхностями тел качения с сепаратором и беговыми дорожками, затененных от прямого внешнего воздействия на них ультразвуковым или гидравлическим полем.

2. Причиной снижения эффективности очистки известными методами есть сложный профиль полостей трибосистем качения, затрудняющий удаление частиц микро-, субмикро- и наноуровня, а также недостаточная изученность электромагнитного их взаимодействия с ферромагнитными деталями подшипников на границах высокоградиентных магнитных доменных структур тел качения, сепараторов и колец.

3. Численное оценочное сопоставление сил удержания частиц загрязнений на поверхностях трибосистем качения подтвердило необходимость особого рассмотрения магнитного взаимодействия исследуемых ферромагнитных объектов на доменном уровне.

4. Применение стенда очистки шарикоподшипников ОПШ-01М на ГП «Ивченко-прогресс» показала высокую эффективность методик и стенда как на стадии предэксплуатационной очистки новых подшипников качения, так и на этапе их межремонтной дефектации.

1 С.В. Вонсовский. Магнетизм. Магнитные свойства диа-, пара-, ферро-, антиферро-, и ферримагнетиков.//Москва, "Наука" 1971, 805 с.

2. Кандаурова Г.С., Оноприенко Л.Г. Основные вопросы теории магнитной доменной структуры. Св-к, 1977

3. С. Тикадзуми. Физика ферромагнетизма. Магнитные характеристики и их применения.//Москва, "МИР", 1987, 420 с.

4. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. М.: Машиностроение, 1975. - 575с.

5. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов/ Под ред. А.И. Белоусова. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. — 335 с.

6. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.

7. Оптимизация профилей рабочих поверхностей цилиндрических роликоподшипников при перекосах колец: Отчет по НИР/ Завод авиационных подшипников. Руководитель темы Жильников Е.П. - Самара, 2008. - 32 е., ил.

8. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник каталог. - М.: Машиностроение, 2003. — 576с.; ил.

9. Аксьонов О. Ф., Стельмах О.У., Костюник Р. С., Кушев О. В. Електромагнітна складова утворення феромагнітних забруднень.// Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – К.: НАУ 2006. – Вип.46. – С. 91 – 102.

10. Аксьонов О. Ф., Костюник Р. С., Кушев О. В. Підвищення функціональної якості підшипників кочення шляхом електромагнітного очищення.//Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – К.: НАУ 2008. – Вип.49. – Т. 1. С.9 – 13.

11. Аксенов А.Ф. Авиационные топлива, смазочные материалы и специальные жидкости.– М.: Транспорт., 1965. – 171 с.

12. Беянин П.Н., Данилов В.М. Промышленная чистота машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.

Пейчев Г.И., Колесник П.О., Мурашкин Е.И. та ін. Використання безконтактної магнітно-турбулентної очистки шарикопідшипників в авіаційному двигунобудуванні. Показано, що найбільш ефективним способом очищення трибоповерхонь підшипників кочення є комбінований безконтактний імпульсний електромагнітний і турбулентний вплив на поверхні і мікрочастинки феромагнітної та іншої природ. Фізика процесу такого очищення полягає в придушенні коерцитивних сил взаємодії поверхонь тіл різної маси шляхом зміни їх магнітного стану відповідною частотою.

Peychev G.I. Kolesnik P.A., Murashkin E.I. and others. The use of contactless magnetic turbulent cleaning ball in the aviation engine. One way to improve resource and operational characteristics of rolling bearings is the effective removal of dirt from working surfaces, which is particularly important for special and precision bearings are widely used in various industries, and helps prevent premature wear and reduce their maintenance costs and repairs.

This article has shown that the most effective way to clean trybopoverhon rolling bearing combinations contactless electromagnetic pulse and turbulent effect on the surface and ferromagnetic microparticles and other natures. Physics of the cleaning process is to suppress the coercive forces of interaction surfaces of bodies of different masses by changing their status magnet appropriate frequency.

The result is discussed in the article studies was defined parameters that ensure maximum efficiency mode, which enables its use in industry for the removal of contaminants varied nature with a wide range of sizes of bearings for minimum required time.

Стаття надійшла в редакцію 12.05.2014 р.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ ДВУХЗВЕННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ

Подригало¹ М.А., Клец² Д.М., Яценко² К.Г., Плетнев¹ В.Н.

¹ Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

² Харьковський університет Воздушних Сил імені І. Кожедуба

Проведена теоретическа оцнка устійности и управляемости двухзвенных автомобильных поездов по критерию собственной частоты колебаний в плоскости дороги. Установлены соотношения суммарных боковых жесткостей шин, при которых обеспечивается устійность и управляемость автомобиля и прицепного звена.

Ключевые слова: двухзвенный автомобильный поезд, устійность, управляемость, частота собственных колебаний

Постановка проблемы. Управляемость и устійность многзвенных автомобильных поездов оказывают существенное влияние на безопасность дорожного движения и производительность перевозок. Расширение объема перевозок, осуществляемых автомобильными поездами в различных отраслях промышленности, строительства и в военном деле, вызывает необходимость дальнейшего исследования показателей их устійности и управляемости.

Обеспечение заданной траектории движения автомобильного поезда осуществляется водителем путём постоянного воздействия на рулевое колесо. Указанное воздействие имеет колебательный характер с частотой, достигающей 0,7 Гц. Частота собственных колебаний автомобильных поездов в плоскости дороги также принимает значения до 0,7 Гц, что создаёт условия для нарушения их управляемости и устійности.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованию устійности и управляемости автомобилей посвящены работы [1, 2, 3]. Проблема повышения устійности многоосных автомобилей и многзвенных автопоездов рассмотрена в исследованиях [2, 4, 5].

В работе [6] предложен показатель, характеризующий управляемость и устійность установившегося движения двухосных автомобилей. В качестве этого показателя принята частота собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги и получена аналитическая зависимость для её определения

$$v_{\text{собств}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y1}/m_a}{\left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y1} - b}{C_{y2} a}}{1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}} \right)^2 \right]}}, \quad (1)$$

где C_{y1} ; C_{y2} – суммарные боковые жёсткости шин передних и задних колес, Н/м;

m_a – общая масса автомобиля, кг;

L – продольная колесная база автомобиля, м;

a, b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, м;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно центральной вертикальной оси, м.

В работе [8] предложена зависимость для определения математического ожидания радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси, которая имеет следующий вид

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} ab + \frac{B^2}{12}}, \quad (2)$$

где B – колея автомобиля, м.

Для многоосных автомобилей (см. рис. 1) в работе [7] предложена зависимость для расчёта собственной частоты колебаний в плоскости дороги, которая для четырёхосного автомобиля имеет вид

$$v_{\text{собств}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{Y1}}{m_a} \cdot \frac{a_1^2 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} a_2^2 + \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} a_3^2 + \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}} a_4^2 - \frac{\left(a_1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} a_2 - \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} a_3 - \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}} a_4 \right)^2}{1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}}}}{i_z^2 + \frac{\left(a_1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} a_2 - \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} a_3 - \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}} a_4 \right)^2}{1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}}}}}, \quad (3)$$

где $C_{Y1}; C_{Y2}; C_{Y3}; C_{Y4}$ – суммарные боковые жесткости на колесах отдельных осей, Н/м;

$a_1; a_2; a_3; a_4$ – расстояние от соответствующих осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость (рис. 1), м.

Для обеспечения устойчивости и управляемости одиночных автомобилей необходимо, чтобы частота возмущающих воздействий $v_{\text{возм}}$ была ниже, чем $v_{\text{собств}}$, т.е. должно выполняться условие [6, 7].

$$v_{\text{возм}} < v_{\text{собств}}. \quad (4)$$

Если возмущающим воздействием считать воздействие водителя на рулевое управление, то, согласно данным, приведенным в стандарте [9], частота этих воздействий не может превышать 0,7 Гц. Эта величина ограничена физическими возможностями человека.

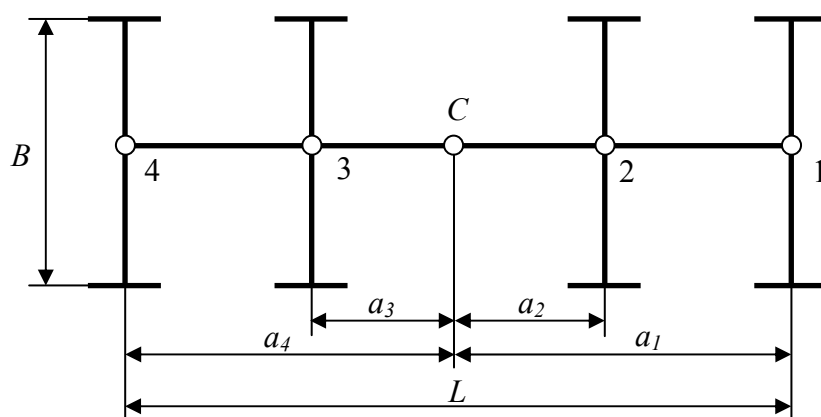


Рис. 1. Геометрические параметры четырёхосного автомобиля

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка метода оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автомобилей с использованием в качестве критерия частоты собственных колебаний в плоскости дороги. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать метод оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автомобилей с использованием частоты собственных колебаний машины в плоскости дороги;
- определить частоты собственных колебаний автомобильного поезда.

Метод оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автопоездов. В процессе проведения исследований примем следующие допущения:

- наличие шарнирной связи в автопоезде не оказывает влияние на парциальные частоты угловых колебаний автомобиля и прицепного звена;

– боковая жесткость является величиной постоянной, не зависящей от касательных реакций.

Уравнение (3) позволяет определить собственную частоту колебаний в плоскости дороги автомобиля, имеющего не более четырёх осей.

На основе этого уравнения в работе [7] получены выражения для определения $v_{собств}$ двухосных и трёхосных автомобилей. Для определения величины $v_{собств}$ автомобиля с n -числом осей выражение (3) примет вид

$$v_{собств} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{Y1}}{m_a} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n a_i^2 \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^K a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}} - \sum_{i=1}^l a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}\right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}}}{i_z^2 + \frac{\left(\sum_{i=1}^K a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}} - \sum_{i=1}^l a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}\right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}}}}, \quad (5)$$

де K, l – число осей, расположенных, соответственно, слева и справа от центра масс C (рис. 1); $n = K + l$.

Геометрические параметры двухзвенного многоосного автомобильного поезда представлены на рис. 2.

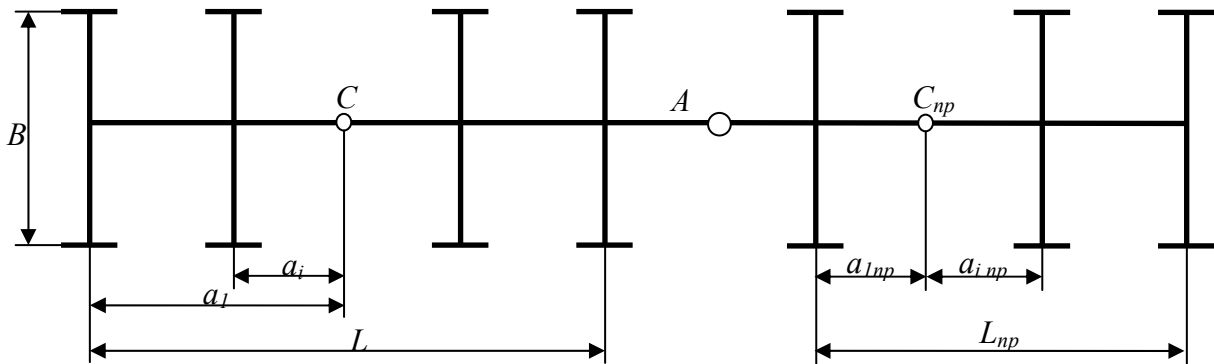


Рис. 2. Геометрические параметры двухзвенного многоосного автомобильного поезда

Для прицепного звена автопоезда выражение (5) примет вид

$$v_{собств}^{np} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{Y_{1np}}}{m_{np}} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{np}} a_i^2 \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{K_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}} - \sum_{i=1}^{l_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n_{np}} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}}}}{i_{z np}^2 + \frac{\left(\sum_{i=1}^{K_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}} - \sum_{i=1}^{l_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n_{np}} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}}}}, \quad (6)$$

где n_{np} – число осей прицепного звена (прицепа или полуприцепа);

$K_{np}; l_{np}$ – число осей, расположенных, соответственно, слева и справа от центра масс C_{np} (рис. 2), $K_{np} + l_{np} = n_{np}$;

$C_{Y_{1np}}; C_{Y_{i np}}$ – суммарные боковые жесткости шин 1-й и i -ой осей, Н/м;

$a_{1np}; a_{i np}$ – расстояние от первой и i -ой осей до проекции центра масс прицепного звена на горизонтальную плоскость, м;

m_{np} – общая масса прицепа, кг;

$i_{z_{np}}$ – радиус инерции прицепного звена относительно центральной вертикальной оси, м.

При расчёте величины i_z и $i_{z_{np}}$ по формуле (2) необходимо принять следующее:

– для многоосного автомобиля $a = a_1$ и $b = a_n$;

– для прицепного звена $a = a_{1np}$ и $b = a_{nnp}$.

При проектировании и эксплуатации автомобильного поезда необходимо решить задачу выбора геометрических параметров ($a_i, a_{i np}, a_1, a_{1 np}$) ходовой части звеньев автомобильного поезда, а также осуществить получение значений суммарной боковой жёсткости шин всех осей ($C_{Y_i}, C_{Y_1}, C_{Y_{i np}}, C_{Y_{1 np}}$), обеспечивающие частоту собственных колебаний в плоскости дороги, превышающую 0,7 Гц. При этом принимается допущение того, что шарнир А (см. рис. 2), соединяющий звенья автопоезда, не влияет на частоты собственных колебаний указанных звеньев в плоскости дороги.

Определение частот собственных колебаний автомобильного поезда. Определим величины частот собственных колебаний автопоезда на базе автомобиля многоцелевого назначения большой грузоподъемности семейства КрАЗ-6322. Основными особенностями данных средств транспорта (см. рис. 3) являются: рамная конструкция шасси с зависимой подвеской колес на полуэллиптических листовых рессорах (подвеска задних осей трехосной автомобиля – балансирная); V-образный двигатель, установленный в одном блоке со сцеплением и коробкой передач на переднем конце рамы; ступенчатая силовая передача с мостовым приводом к колесам всех осей.

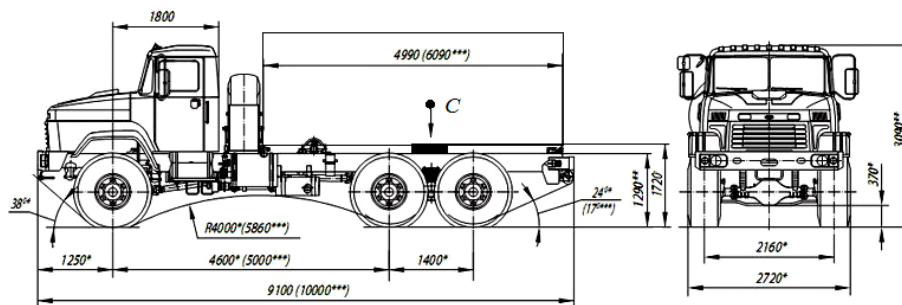


Рис. 3. Компоновка трехосного автомобиля КрАЗ-6322

В качестве прицепного звена при моделировании примем двухосный полуприцеп - шасси модели МАЗ-938Б (2-ПП-13,5). Компоновка указанного средства подвижности приведена на рис. 4.

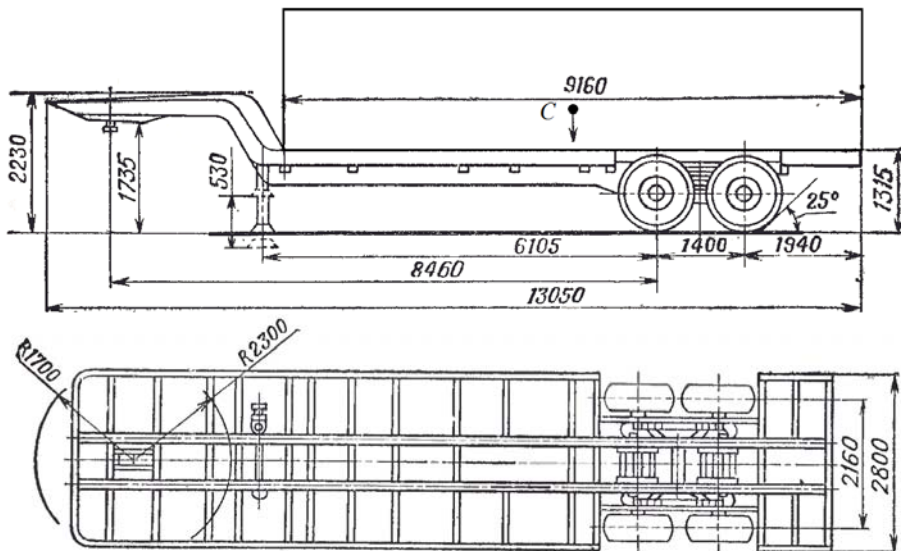


Рис. 4. Компонровка двухосного полуприцепа-шасси МАЗ-938Б (2-ПП-13,5)

С помощью зависимостей (5) и (6) определим величины частот собственных колебаний исследуемого автопоезда (см. рис. 5). В процессе моделирования принимались величины варьируемых параметров, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Величины варьируемых параметров

Параметр	Средство подвижности	
	КрАЗ-6322	МАЗ-938Б (2-ПП-13,5)
m , кг	8100	7000
a_1 , м	2,3	4,23
a_2 , м	2,3	4,23
a_3 , м	3,7	5,63
a_4 , м	—	—
B , м	2,160	2,160
C_{Y_i} , Н/м	$2,264 \cdot 10^5$	$2,264 \cdot 10^5$

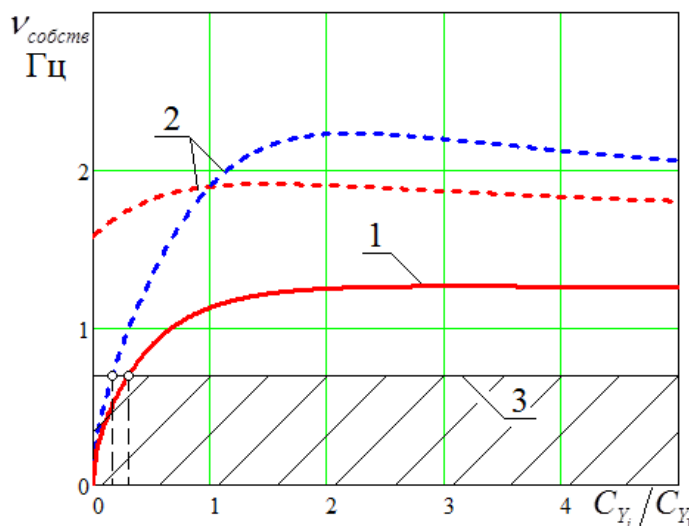


Рис. 5. Зависимость частот собственных колебаний автомобиля и прицепного звена от соотношений суммарных боковых жесткостей их шин: 1 – $v_{соств}^{mp}$ полуприцепа МАЗ-938Б (2-ПП-13,5); 2 – $v_{соств}$ автомобиля КрАЗ-6322; 3 – $v_{соств} = 0,7$ Гц (зона возможного резонанса заштрихована)

Анализ рис. 5 показывает, что при соотношении суммарных боковых жесткостей шин $C_{Y_3}/C_{Y_1} = 1$ частоты собственных колебаний исследуемого автомобиля находятся вне опасной зоны ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при любых значениях C_{Y_2}/C_{Y_1} . При $C_{Y_2}/C_{Y_1} = 1$ устойчивость и управляемость автомобиля КрАЗ-6322 обеспечивается ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_3}/C_{Y_1} > 0,17$. Устойчивость и управляемость исследуемого прицепного звена обеспечивается ($\nu_{\text{собств}}^{np} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_2, np}/C_{Y_1, np} > 0,31$.

Выводы

1. В результате проведенного исследования разработан метод оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автомобильных поездов по критерию собственной частоты колебаний машины в плоскости дороги.

2. В результате проведенного моделирования динамики многоосных автопоездов было установлено, что при соотношении суммарных боковых жесткостей шин $C_{Y_3}/C_{Y_1} = 1$ частоты собственных колебаний исследуемого автомобиля находятся вне опасной зоны ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при любых значениях C_{Y_2}/C_{Y_1} . При $C_{Y_2}/C_{Y_1} = 1$ устойчивость и управляемость автомобиля КрАЗ-6322 обеспечивается ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_3}/C_{Y_1} > 0,17$. Устойчивость и управляемость исследуемого прицепного звена обеспечивается ($\nu_{\text{собств}}^{np} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_2, np}/C_{Y_1, np} > 0,31$.

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Вербицкий В.Г. Автомобили. Устойчивость. Монография / В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко, А.Э. Даниленко. – Донецк – Киев – Луганск: Ноулидж, 2013. – 176 с.
4. Кузнецов Р.М. Покращення показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / Р.М. Кузнецов. – К., 2007. – 20 с.
5. Загороднов М.І. Покращення показників маневреності і стійкості руху шарнірно зчленованих автобусів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / М.І. Загороднов. – К., 2005. – 20 с.
6. Подригало М.А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42-48.
7. Подригало М.А. Оценка управляемости и устойчивости многоосных автомобилей при установившемся прямолинейном движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько, В.Н. Плетнев // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – СевНТУ, 2013. – Вип. 143. – С. 41-44.
8. Подригало М.А. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования / [М.А. Подригало, В.П. Волков] // Автомобильная промышленность, 2003. – № 6. – С. 19-22.
9. Электронные системы контроля устойчивости: ECE TRANS 180 Add.8 – Введены в глобальный регистр 2008-06-26. Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.

Podrigalo M., Klets D., Yatsenko K., Pletnev V. Evaluation stability and controllability articulated road train. Multiaxial road trains handling and stability have a significant impact on road safety and traffic performance. Expansion of transport by road trains in various industries, construction and military affairs, calls for further study their stability and controllability performance.

Ensuring the predetermined path of road trains movement is by the driver by constant exposure to the steering wheel. Said effect is oscillatory with frequency, reaching 0.7 Hz. The natural frequency of road trains in the plane of the road also takes values up to 0.7 Hz, which creates conditions for violations of their handling and stability.

In this study it's developed a method for assessing the stability and controllability of multiaxial trains by the vehicle natural frequency in the road plane. The relations of the tire total lateral stiffness, which provide stability and handling of the vehicle and the trailer unit.

In the research process there are following assumptions: presence of the hinge connection in road train does not affect the vehicle and trailer unit partial frequency angular oscillations; lateral stiffness is constant, independent of the tangential reactions.

Keywords: two-tier vehicle train, stability, controllability, natural frequency.

Стаття надійшла в редакцію 04.05.2014р.

СИСТЕМАТИЗОВАНА ФОРМАЛІЗАЦІЯ ВХІДНИХ ДАНИХ РОБОТИ МАРШРУТНИХ АВТОБУСІВ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ МІСЬКИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Пустюльга С.І., д.т.н., Мурований І.С., к.т.н.
Луцький національний технічний університет

У роботі проведена систематизація вхідних даних роботи транспортних засобів, що працюють на міських маршрутах. Розроблені принципи формалізованого описання потрібних характеристик роботи маршрутних автобусів в межах міста. Запропоновано математичні алгоритми формування числових даних для побудови імітаційної моделі, що дозволить ефективно проводити аналіз, прогнозування та оптимізацію міських пасажирських перевезень.

Ключові слова: систематизація, транспортний засіб, формалізація, міські пасажирські перевезення.

Постановка проблеми. Розв'язання транспортних проблем у великих сучасних містах завжди було, є і буде достатньо актуальним завданням, яке постійно вимагає розвитку або удосконалення. Зростає чисельність населення міст і площа їх території, різко збільшується число транспортних засобів, що знаходяться як в особистому користуванні громадян, так і на підприємствах та організаціях різних форм власності. Неухильно збільшується число засобів і громадського транспорту. При цьому, як видно на прикладі м. Луцька та інших великих міст регіону, існуюча транспортна інфраструктура не відповідає сучасним вимогам.

Неефективність транспортних систем призводить до перенавантаження існуючої транспортної мережі, перевитрат міського бюджету, загострення екологічних проблем, зниження комфортності для пасажирів будь-якого міста. Від так у м. Луцьку стоїть гостра проблема удосконалення існуючої транспортної системи та розробки ефективної концепції оптимізації розвитку та управління міського пасажирського транспорту.

Аналіз останніх досліджень. Відомо ряд наукових досліджень, які присвячені розробці концепцій розвитку транспортної системи міст і стратегії її ефективного втілення у життя [1,2,4,5]. Більшість із них так чи інакше пов'язані з активним використанням комп'ютерного моделювання для дослідження, аналізу та прогнозування роботи міських транспортних систем. За допомогою комп'ютерної техніки та побудованих імітаційних моделей йде аналіз особливості існуючих транспортних систем, виявляються у них "вузькі місця" для прогнозування поведінки систем в майбутньому, аналізуються можливі наслідки реалізації різних управляючих впливів на досліджувані системи [3]. При цьому важливим елементом є ефективна формалізація вхідних даних майбутньої математичної моделі функціонування міської транспортної системи, яка у більшості розробок або повністю відсутня, або ж не має відповідного систематизованого вигляду, прийнятого для аналізу та прогнозування роботи транспортних систем різних міст у різних регіонах.

Мета роботи. Метою роботи є дослідження та розробка методів систематизованої формалізації вхідних даних вже існуючих транспортних систем для створення імітаційних моделей їх оптимального функціонування.

Основна частина. Розглянемо можливу концепцію функціонування системи міського пасажирського транспорту на предмет створення імітаційної моделі. У рамках цієї концепції динамічними об'єктами є пасажирів і окремі транспортні засоби для їх перевезення. Статичними об'єктами у цій моделі будуть зупинки, на яких здійснюється посадка і висадка пасажирів.

Для систематизованої формалізації вхідних даних такої моделі потрібно створити та описати цілу низку необхідних і важливих характеристик функціонування транспортної системи. По-перше, потрібно статистичними методами оцінити інтенсивність руху пасажирів на окремих зупинках в конкретний час. По-друге, потрібно отримати оцінку ймовірності вибору пасажиром конкретного пункту призначення та ймовірності вибору певного виду транспорту. По-третє, потрібно отримати статистичні оцінки часу проїзду транспортних засобів різних видів між конкретними зупинками в різний час доби, а також оцінки витрат часу на посадку та висадку пасажирів. Маючи у своєму розпорядженні формальний опис перерахованих параметрів, можна приступати до програмної реалізації моделі.

В існуючій літературі маршрути міського пасажирського транспорту прийнято класифікувати за цілою низкою ознак: за геометрією траси, за категорією обслуговування пасажирів, за часом дії, за організацією руху, за роллю в транспортній системі [6,7,8]. Особливу увагу при цьому, в межах даної роботи, заслуговує класифікація маршрутів за геометрією траси, оскільки саме вона лежить в основі постановки задачі аналізу. В існуючих міських транспортних мережах можна виділити:

- радіальні маршрути – які з'єднують центр міста з околицями;
- діаметральні маршрути – які проходять через центр міста, з'єднуючи віддалені райони;
- хордові маршрути – які з'єднують два райони міста, не проходячи через центр;
- кільцеві маршрути - траса маршрутів яких замкнута;
- петлевидні маршрути – які мають петлі на трасі.

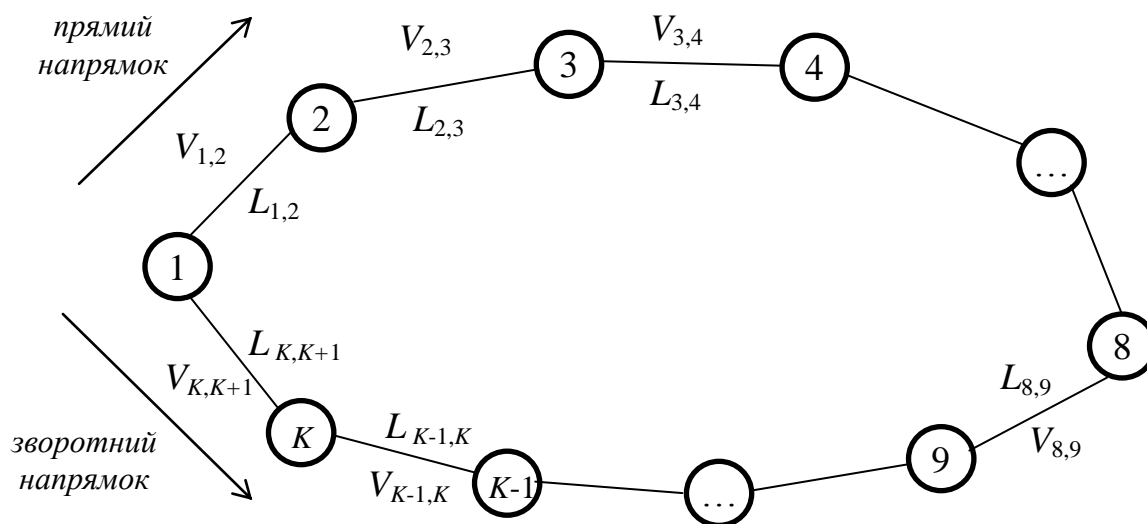


Рис. 1. Схема кільцевого маршруту міської транспортної системи.

Аналіз цих видів маршрутів показав, що найбільш складним і узагальненим для вироблення системної формалізації вхідних даних є кільцевий маршрут міста. При формуванні моделі можна розглядати кільцевий рух маршрутних таксі у двох аспектах: рух транспорту в одному напрямку та в двох напрямках (рис. 1).

Проводячи аналіз можливостей системної формалізації вхідних даних для оптимізації пасажирських перевезень на кільцевому маршруті, який забезпечений рухом транспортних засобів в прямому та зворотному напрямках одночасно, виявлено, що найбільш ефективним та зрозумілим для математичного описання моделі є представлення вхідних даних у вигляді **комплексу характеристичних матриць**. До складу комплексу матриць, які, на наш погляд, найбільш впливатимуть на аналіз ефективності та вироблення пропозицій щодо удосконалення роботи транспортного засобу на тому чи іншому кільцевому маршруті слід включити такі матриці:

L – матрицю довжин перегонів між зупинками кільцевого маршруту, яка дозволяє визначити сумарну довжину кільцевого маршруту та є елементом для визначення значень матриці часу проїзду маршрутки між окремими зупинками:

$$L = L_{1,2}L_{2,3}L_{3,4}L_{4,5}L_{5,6}\dots L_{k-1,k}L_{k,k+1} \quad (1)$$

V – матрицю швидкостей транспортних засобів на окремих перегонах:

$$V^s = V_{1,2}V_{2,3}V_{3,4}V_{4,5}V_{5,6}\dots V_{k-1,k}V_{k,k+1} \quad (2)$$

де s - поточний номер транспортного засобу на маршруті.

Слід відзначити, що числові значення у першій матриці завжди є константами для будь-якого часу роботи транспортного засобу на маршруті. Друга матриця є математичною характеристикою, на яку практично не впливають години (або зміни) руху тієї чи іншої маршрутки. Якщо такий вплив для маршруту в межах різного часу є суттєвим, пропонується включити в модель ще й **матрицю факторів Φ** , яка опосередковано впливає на матрицю швидкостей транспортного засобу на окремих перегонах, а значить і на час, за який одна

транспортна одиниця проходить той чи інший перегон. До таких факторів можна віднести: завантаженість перегонів іншими транспортними засобами в різні години зміни, стан дороги на перегонах, кількість світлофорів на перегоні, кількість пішохідних переходів на перегоні, ймовірність руху пішоходів на кожному із них і т.д.

Матрицю факторів можна подати у вигляді:

$$\Phi^s = f_{1,2} f_{2,3} f_{3,4} f_{4,5} f_{5,6} \dots f_{k-1,k} f_{k,k+1} \cdot \quad (3)$$

Сума компонентів такої матриці завжди буде рівна кількості перегонів на кільцевому маршруті:

$$f_{1,2} + f_{2,3} + \dots + f_{k-1,k} + f_{k,k+1} = k. \quad (4)$$

Матриця швидкостей буде формуватися як середня швидкість руху транспортних засобів по місту помножена на коефіцієнти матриці факторів. Тоді матриця швидкостей на перегонах із врахуванням факторів буде визначатись:

$$V_{\Phi}^s = V_{cep} \cdot f_{1,2} V_{cep} \cdot f_{2,3} \dots V_{cep} \cdot f_{k,k+1} \cdot \quad (5)$$

Час проходження маршрутки одного кругового циклу буде складатися із часу, який затрачений на рух маршрутки між зупинками і залежатиме від швидкості руху на перегонах, яка в свою чергу залежить від матриці факторів і часу, який затрачений на посадку, висадку пасажирів у межах кожної зупинки одного циклу. Матриці мають наступний вигляд:

t_n^s - матриця часу роботи транспортного засобу між окремими зупинками

$$t_n^s = t_{1,2} t_{2,3} t_{3,4} t_{3,5} t_{3,6} \dots t_{k-1,k} \quad (6)$$

t_3^s - матриця часу, що характеризує час відведення на посадку, висадку пасажирів на зупинках одного маршруту:

$$t_3^s = t_1 t_2 t_3 t_4 t_5 t_6 \dots t_{k-1} t_k \quad (7)$$

Тоді загальний час одного кругового циклу буде такий:

$$T^s = t_n^s + t_3^s$$

Матриця часу роботи транспортного засобу між окремими зупинками буде визначатися із матриці довжин перегонів та матриці швидкостей на перегонах із врахуванням коефіцієнтів матриці факторів:

$$t_n^s = \frac{L}{V_{\Phi}^s} \cdot \quad (8)$$

Формування матриці часу затримки транспортного засобу на зупинці буде визначатися із матриці інтенсивності пасажиропотоку, так як час стоянки маршрутки на зупинці буде дорівнювати часу, затраченому на посадку, висадку пасажирів.

Найважливішою складовою комплексу, на наш погляд, є **матриця інтенсивності пасажиропотоку** в межах як одного циклового руху транспортного засобу на кільцевому маршруті, так і його повної роботи у межах однієї зміни. Особливість врахування в моделі повної роботи маршрутки за зміну пов'язана із ефектом "позитивного залишку" пасажирів, що створюється за один оборот у циклі одного транспортного засобу на кільцевому маршруті.

Матриця інтенсивності пасажиропотоку для одного обороту певного транспортного засобу на кільцевому маршруті може бути представлена як квадратна матриця розмірності $p \times k$, де $k = p$ – кількість перегонів на одному кільці, яка дорівнює кількості зупинок на даному кільцевому маршруті. Пропонуємо її подавати у наступному вигляді:

$$\beta N^s = \left(\begin{array}{ccc} \beta_{1,2}\beta_{1,3}\beta_{1,4}\beta_{1,5}\beta_{1,6}\dots\beta_{1,k}\beta_{1,k+1} & & \\ \beta_{2,3}\beta_{2,4}\beta_{2,5}\beta_{2,6}\dots\beta_{2,k}\beta_{2,k+1} & & \\ \beta_{3,4}\beta_{3,5}\beta_{3,6}\dots\beta_{3,k}\beta_{3,k+1} & & \\ \dots & & \\ \beta_{5,6}\dots\beta_{5,7}\beta_{5,8}\beta_{5,9}\beta_{5,10} & & \\ \dots & & \\ & \beta_{p-2,k-1}\beta_{p-2,k}\beta_{p-2,k+1} & \beta_{p,\frac{k}{2}-2} \\ & \beta_{p-1,k}\beta_{p-1,k+1} & \beta_{p,2}\dots\beta_{p,\frac{k}{2}-1} \\ & \beta_{p,k+1} & \beta_{p,2}\beta_{p,3}\dots\beta_{p,\frac{k}{2}} \end{array} \right), \quad (9)$$

де βN^s - матриця інтенсивності пасажиропотоку на N кругу для s -го транспортного засобу, що працює на зміні;

елементи матриці $\beta_{1,2}, \beta_{3,6}, \beta_{5,8}\dots\beta_{k-2,k+1}$ - кількість пасажирів, які сідають в маршрутку на певній зупинці, щоб дійхати до пункту призначення (наприклад, $\beta_{3,6}$ - кількість пасажирів, що сіли на 3 зупинці, щоб вийти на 6).

Розглянемо які необхідні параметри для майбутньої моделі оптимізації пасажирських перевезень ми зможемо аналізувати за такою матрицею інтенсивності пасажиропотоку в межах циклу:

- 1) кількість пасажирів, яку перевозить одна маршрутка за один повний (кільцевий) цикл

$$QC^s = \sum_{p=0}^v \sum_{k=0}^v \beta_{p,k}, \quad (10)$$

де v - розмірність матриці, s - поточний номер транспортного засобу на маршруті.

- 2) кількість пасажирів, які сідають в даний транспортний засіб на маршруті і кількість пасажирів, які виходять із маршрутки за один цикл роботи (кількість пасажирів, що сідають в транспортний засіб і виходять із нього у межах одного циклу можуть різнитися із-за залишкової частини матриці, про яку мова буде йти нижче). Однак, у будь-якому випадку, кількість пасажирів, які сідають в маршрутку в межах одного циклу завжди буде більшою чи рівною кількості пасажирів, які виходять із транспортного засобу

$$QZC^s = \sum_{p=0}^v \sum_{k=0}^v \beta Z_{p,k}, \quad (11)$$

де QZC^s - сума членів залишкової матриці, $\beta Z_{p,k}$ - складові залишкової матриці

$$Q1^s = QC^s + QZC^s,$$

де $Q1^s$ - кількість пасажирів, які сідають в транспортний засіб на одному циклі.

$$Q2^s = \sum_{p=0}^v \sum_{k=0}^v \beta_{p,k}, \quad (12)$$

де $Q2^s$ - кількість пасажирів, які виходять із транспортного засобу на одному циклі.

- 3) кількість пасажирів, які в даному циклі проїжджають один, два або k перегонів, так як цей показник може бути визначальним для аналізу при великих його коливаннях в роботі транспортного засобу на певному маршруті. Він необхідний, наприклад, для можливої диференціації вартості проїзду для одного пасажирів відповідно до кількості перегонів, які той проїхав;

$$Q11^s = \sum_{p=0}^v \beta_{p,p},$$

$$Q12^s = \sum_{p=0}^{v-1} \beta_{p,p+1},$$
(13)

$$Q1k^s = \sum_{p=0}^{v-(k-1)} \beta_{p,p+(k-1)}.$$

- 4) сумарна кількість пасажирів, які сідають на конкретній зупинці і кількість пасажирів, які виходять на конкретній зупинці: у межах циклу, однієї зміни і т.д.;

$$Qsk^s = \sum_{p=k-1}^{k-1} \sum_{k=k-1}^v \beta_{p,k},$$

$$Qvk^s = \sum_{p=0}^v \sum_{k=k-1}^{k-1} \beta_{p,k}.$$
(14)

- 5) середня кількість пасажирів, які знаходяться у певний період часу в транспортному засобі. Цей параметр можна назвати наповненістю маршрутки на певному часовому відрізку. Він є визначальним для знаходження середньої наповненості пасажирями транспортного засобу у межах роботи на одному циклі.

$$Qsr^s = \frac{Qsk^s - Qvk^s}{k} = \frac{\sum_{p=k-1}^{k-1} \sum_{k=k-1}^v \beta_{p,k} - \sum_{p=0}^v \sum_{k=k-1}^{k-1} \beta_{p,k}}{k}.$$
(15)

Як зазначалось вище, при кільцевому русі транспортних засобів, причому в обох напрямках, для систематизованого формування вхідних даних моделі більш ефективною характеристикою інтенсивності пасажиропотоку є матриця, яка комплексно інформує про роботу однієї маршрутки на кільцевому маршруті в межах повної зміни. Так якщо на кільцевому маршруті із 9 зупинок один маршрутний автобус виконує три повних цикли за зміну, комплексна матриця інтенсивності пасажиропотоку набуде вигляду:

$$\beta^s = \begin{pmatrix} \beta_{1,2} \beta_{1,3} \beta_{1,4} \beta_{1,5} \beta_{1,6} \beta_{1,7} \beta_{1,8} \beta_{1,9} \beta_{1,10} & \beta_{2,1,2} \beta_{2,1,3} \beta_{2,1,4} \beta_{2,1,5} \beta_{2,1,6} \beta_{2,1,7} \beta_{2,1,8} \beta_{2,1,9} \beta_{2,1,10} & \beta_{3,1,2} \beta_{3,1,3} \beta_{3,1,4} \beta_{3,1,5} \beta_{3,1,6} \beta_{3,1,7} \beta_{3,1,8} \beta_{3,1,9} \beta_{3,1,10} \\ \beta_{1,2,3} \beta_{1,2,4} \beta_{1,2,5} \beta_{1,2,6} \beta_{1,2,7} \beta_{1,2,8} \beta_{1,2,9} \beta_{1,2,10} & \beta_{2,2,3} \beta_{2,2,4} \beta_{2,2,5} \beta_{2,2,6} \beta_{2,2,7} \beta_{2,2,8} \beta_{2,2,9} \beta_{2,2,10} & \beta_{3,2,3} \beta_{3,2,4} \beta_{3,2,5} \beta_{3,2,6} \beta_{3,2,7} \beta_{3,2,8} \beta_{3,2,9} \beta_{3,2,10} \\ \beta_{1,3,4} \beta_{1,3,5} \beta_{1,3,6} \beta_{1,3,7} \beta_{1,3,8} \beta_{1,3,9} \beta_{1,3,10} & \beta_{2,3,4} \beta_{2,3,5} \beta_{2,3,6} \beta_{2,3,7} \beta_{2,3,8} \beta_{2,3,9} \beta_{2,3,10} & \beta_{3,3,4} \beta_{3,3,5} \beta_{3,3,6} \beta_{3,3,7} \beta_{3,3,8} \beta_{3,3,9} \beta_{3,3,10} \\ \beta_{1,4,5} \beta_{1,4,6} \beta_{1,4,7} \beta_{1,4,8} \beta_{1,4,9} \beta_{1,4,10} & \beta_{2,4,5} \beta_{2,4,6} \beta_{2,4,7} \beta_{2,4,8} \beta_{2,4,9} \beta_{2,4,10} & \beta_{3,4,5} \beta_{3,4,6} \beta_{3,4,7} \beta_{3,4,8} \beta_{3,4,9} \beta_{3,4,10} \\ \beta_{1,5,6} \beta_{1,5,7} \beta_{1,5,8} \beta_{1,5,9} \beta_{1,5,10} & \beta_{2,5,6} \beta_{2,5,7} \beta_{2,5,8} \beta_{2,5,9} \beta_{2,5,10} & \beta_{3,5,6} \beta_{3,5,7} \beta_{3,5,8} \beta_{3,5,9} \beta_{3,5,10} \\ \beta_{1,6,7} \beta_{1,6,8} \beta_{1,6,9} \beta_{1,6,10} & \beta_{2,6,7} \beta_{2,6,8} \beta_{2,6,9} \beta_{2,6,10} & \beta_{3,6,7} \beta_{3,6,8} \beta_{3,6,9} \beta_{3,6,10} \\ \beta_{1,7,8} \beta_{1,7,9} \beta_{1,7,10} \beta_{1,7,2} & \beta_{2,7,8} \beta_{2,7,9} \beta_{2,7,10} \beta_{2,7,2} & \beta_{3,7,8} \beta_{3,7,9} \beta_{3,7,10} \\ \beta_{1,8,9} \beta_{1,8,10} \beta_{1,8,2} \beta_{1,8,3} & \beta_{2,8,9} \beta_{2,8,10} \beta_{2,8,2} \beta_{2,8,3} & \beta_{3,8,9} \beta_{3,8,10} \\ \beta_{1,9,10} \beta_{1,9,2} \beta_{1,9,3} \beta_{1,9,4} & \beta_{2,9,10} \beta_{2,9,2} \beta_{2,9,3} \beta_{2,9,4} & \beta_{3,9,10} \end{pmatrix}$$
(16)

Узагальнюючи комплексну матрицю інтенсивності пасажиропотоку для маршрутного автобусу, що працює на кільцевому маршруті із k зупинок, отримуємо:

$$\beta^s = \begin{pmatrix} \beta_{1,2} \beta_{1,3} \beta_{1,4} \beta_{1,5} \beta_{1,6} \dots \beta_{1,k} \beta_{1,k+1} & \beta_{2,1,2} \beta_{2,1,3} \beta_{2,1,4} \beta_{2,1,5} \beta_{2,1,6} \dots \beta_{2,1,k} \beta_{2,1,k+1} & \dots & \beta_{N,1,2} \beta_{N,1,3} \beta_{N,1,4} \beta_{N,1,5} \beta_{N,1,6} \dots \beta_{N,1,k} \beta_{N,1,k+1} \\ \beta_{1,2,3} \beta_{1,2,4} \beta_{1,2,5} \beta_{1,2,6} \dots \beta_{1,2,k} \beta_{1,2,k+1} & \beta_{2,2,3} \beta_{2,2,4} \beta_{2,2,5} \beta_{2,2,6} \dots \beta_{2,2,k} \beta_{2,2,k+1} & \dots & \beta_{N,2,3} \beta_{N,2,4} \beta_{N,2,5} \beta_{N,2,6} \dots \beta_{N,2,k} \beta_{N,2,k+1} \\ \beta_{1,3,4} \beta_{1,3,5} \beta_{1,3,6} \dots \beta_{1,3,k} \beta_{1,3,k+1} & \beta_{2,3,4} \beta_{2,3,5} \beta_{2,3,6} \dots \beta_{2,3,k} \beta_{2,3,k+1} & \dots & \beta_{N,3,4} \beta_{N,3,5} \beta_{N,3,6} \dots \beta_{N,3,k} \beta_{N,3,k+1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \beta_{1,5,6} \dots \beta_{1,5,7} \beta_{1,5,8} \beta_{1,5,9} \beta_{1,5,10} & \beta_{2,5,6} \dots \beta_{2,5,7} \beta_{2,5,8} \beta_{2,5,9} \beta_{2,5,10} & \dots & \beta_{N,5,6} \dots \beta_{N,5,7} \beta_{N,5,8} \beta_{N,5,9} \beta_{N,5,10} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \beta_{1,k-2,k-1} \beta_{1,k-2,k} \beta_{1,k-2,k+1} & \beta_{1,k,2} & \beta_{2,k-2,k-1} \beta_{2,k-2,k} \beta_{2,k-2,k+1} & \dots \beta(N-1)_{k,2} & \beta_{N,k-2,k-1} \beta_{N,k-2,k} \beta_{N,k-2,k+1} \\ \beta_{1,k-1,k} \beta_{1,k-1,k+1} & \beta_{1,k,2} \dots \beta_{1,k,2} & \beta_{2,k-1,k} \beta_{2,k-1,k+1} & \dots \beta(N-1)_{k,2} \dots \beta(N-1)_{k,2} & \beta_{N,k-1,k} \beta_{N,k-1,k+1} \\ \beta_{1,k,k+1} & \beta_{1,k,2} \beta_{1,k,3} \dots \beta_{1,k,2} & \beta_{2,k,k+1} & \dots \beta(N-1)_{k,2} \beta(N-1)_{k,3} \dots \beta(N-1)_{k,2} & \beta_{N,k,k+1} \end{pmatrix}$$
(17)

При такому відображенні комплексної матриці ефективності пасажиропотоку для кожного транспортного засобу у межах однієї робочої зміни, окремо слід зупинитися на підматриці ефективного залишку пасажирів певного циклу (17). Вона може сформуватися за умови, що ряд

пасажирів, які сідають для поїздки у транспортний засіб на попередньому циклі, можуть виходити на зупинках, що відносяться до наступного циклу. Основним критерієм формування такої залишкової матриці є мінімізація кількості перегонів при поїздки від зупинки на першому циклі до зупинки другого циклу (від зупинки на N циклі до зупинок $N+1$ циклу). Так, наприклад при наявності в циклі 9 зупинок (9 перегонів), пасажир, що сідають у межах першого циклу на восьмій зупинці (рис.1) можуть їхати до дев'ятої, десятої зупинок, що відповідно складає один і два перегони першого циклу і до другої, третьої зупинки другого циклу, що відповідно складає три та чотири перегони. Поїздка з восьмої зупинки першого циклу до четвертої зупинки другого циклу не є ефективною, так як до неї в прямому напрямку треба проїхати п'ять перегонів, а в оберненому тільки чотири, зважаючи на рух транспортних засобів по кільцевому маршруту в обох напрямках.

Загальну умову формування розмірності елементів такої залишкової матриці можна подати у вигляді:

$$r = \frac{k+1}{2} + 2 \tag{18}$$

Вид залишкової матриці (виділені фрагменти В1) представлений на рисунку 2.

Ця залишкова частина є важливою характеристикою кількості пасажирів, що виходять на зупинках другого та наступних циклів і не впливає на кількість пасажирів, які сідають у маршрутку на другому і наступних за ним циклах.

Така комплексна характеристична матриця інтенсивності пасажиропотоків дає можливість ефективно проаналізувати рух пасажирів на певних зупинках за одну робочу зміну однієї маршруткі і зрозуміло, що вона може давати повну інформацію про сумарну кількість пасажирів, перевезених за одну зміну одним транспортним засобом (причому кількість пасажирів, які зайшли за робочу зміну в маршрутку і вийшли з неї на певних зупинках будуть знаходитись у повній відповідності). При цьому очевидно, що дана комплексна матриця може давати також повну інформацію про кількість коштів, зароблених за зміну однією маршруткою, а значить і про ефективність роботи транспортного засобу на певному циклі своєї транспортної роботи.

Якщо критерієм формування пасажиропотоків в даній сумарній матриці прийняти мінімальну кількість перегонів для переїзду із пункту в пункт, то можна виділити три зони або три підматриці ефективності перевезень як в межах одного циклу, так і в межах роботи за одну зміну (рис 2).

Назвемо характеристичні зони матриць інтенсивності пасажиропотоку наступним чином: А1 - підматриця ефективного наповнення пасажиромі транспортного засобу на N -ому циклі, В1- підматриця ефективного залишку пасажиропотоку з попереднього циклу на наступний, С1 - підматриця неефективного пасажиропотоку на N -ому циклі, D1 - нульова частина.

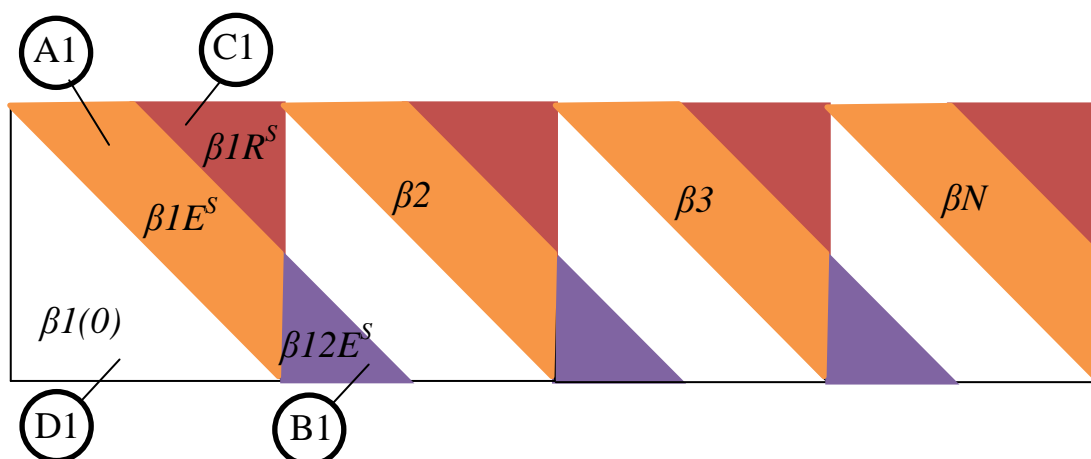


Рис. 2. Характеристичні зони матриць інтенсивності пасажиропотоків.

Очевидно, що кількість пасажирів матриці першого циклу, які сідають, наприклад, на першій зупинці і їдуть до четвертої чи п'ятої суттєво більша за кількість пасажирів, які їдуть від першої до шостої, сьомої і $(k+1)$ зупинок. Це пов'язано із наявністю зворотного руху маршрутних автобусів на даному маршруті.

Наприклад, з першої до сьомої зупинки в прямому напрямку є шість перегонів, а в оберненому тільки три. Вірогідно, що економія часу змусить пасажирів скористатися оберненим маршрутом (елементи неефективної підматриці складають нулі або малі значення, а інколи всі елементи цієї підматриці можуть бути рівні нулю).

Висновки. У роботі проведена систематизація вхідних даних роботи транспортних засобів, що працюють на міських маршрутах. Розроблені принципи формалізованого описання потрібних характеристик роботи маршрутних автобусів в межах міста. Запропоновано математичні алгоритми формування числових даних для побудови імітаційної моделі аналізу, прогнозування та оптимізації міських пасажирських перевезень.

Ці дані можуть дати нам зробити висновок:

- про збільшення чи зменшення кількості маршруток, що працюють у зміну;
- про підключення до перевезення маршруток різної пасажиромісткості у певних циклах;
- про можливість застосування на певних маршрутах електротранспорту;
- дозволить оптимізувати графік руху окремих маршруток на певних циклах.

Подальші дослідження будуть пов'язані із обробкою числових даних роботи транспортних засобів на маршруті і побудовою імітаційної моделі їх транспортної роботи.

1. Кельтон В., Лоу А. Имитационное моделирование. Классика CS. 3-е изд. – СПб.: Киев: Издательская группа ВHV, 2004. – 847 с.: ил.
2. Петухов О.А. Моделирование: системное, имитационное, аналитическое: учеб. пособие / О.А. Петухов, А.В. Морозов, Е.О. Петухова. – 2-е изд., испр. и доп. – Изд-во СЗТУ, 2008. – 288с.
3. Турпищева М.С. «Разработка логистической модели пассажирских перевозок методами имитационного моделирования»: Вестник АГТУ – Новосибирск, 2011. – Вып. 52. – С. 83-87.
4. Бурковский В.Л., Пашенцев С.М., Подвальний С.Л. «Имитационное моделирование городских пассажирских перевозок в системе управления муниципальным транспортом»: сб. тр. ВГТУ. – воронеж, 2001. Вып. 5. – С. 61-62.
5. Редзюк А.М. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А.М. Редзюка. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.
6. Антошвили М. Е., Либерман С. Ю., Спирин И. В. Оптимизация городских автобусных перевозок. – М.: Транспорт, 1985. 258с
7. Блатнов М.Д. Пассажирские автомобильные перевозки. - М.: Транспорт, 1981. - 198с.
8. Варелопуло Г.А. Организация движения и перевозок на городском пассажирском транспорте: - М.: Транспорт, 1990. – 208 с.

Пустюльга С.І., Мурований І.С.. Систематизована формалізація вхідних даних роботи маршрутних автобусів для оптимізації городських пасажирських перевезень. В роботі проведена систематизація вхідних даних роботи транспортних засобів, курсуючих на городських маршрутах. Розроблені принципи формалізованого описання потрібних характеристик роботи маршрутних автобусів в черте міста. Предложені математичні алгоритми формування числових даних для побудови імітаційної моделі, що дасть можливість ефективно проводити аналіз, прогнозування і оптимізацію городських пасажирських перевезень.

Ключевые слова: систематизация, транспортное средство, формализация, городские пассажирские перевозки.

S. Pustiulga, I. Murovani. Systematized formalization of input data work of shuttle vans for city passengers transport optimization. In this paper, the input data work systematization of vehicles which operate in a city loop is developed. It is worked out the principles of a formalized description of shuttle vans desired characteristics within the city. The mathematical algorithms of numeric data formation for constructing a simulation model is offered. It gives the possibility to effectively analyze, make a forecast and optimize city passengers transport.

Key words: systematization, vehicle, formalization, city passengers transport.

Стаття надійшла в редакцію 05.05.2014р.

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛІ НА ПАРАМЕТРИ ФАЙЛІВ ДЛЯ ШВИДКОГО ПРОТОТИПУВАННЯ

Ройко¹ О.Ю., Бурчак² І.Н., Головачук² І.П.,

¹Волинський технікум Національного університету харчових технологій, м. Луцьк, Україна

²Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

В роботі розглянуто вплив геометричних параметрів моделі об'єкту на розмір файлу формату STL, у якому зберігається інформація про цю модель. Цей показник є досить вагомим при застосуванні STL у швидкому прототипуванні. Виведено емпіричні формули залежності обсягу інформації у файлі від кількості структурних елементів моделі.

Ключові слова: stl, ascii stl, бінарний stl, трикутні комірки, розмір файлу, швидке прототипування.

Постановка проблеми. На даний час великого поширення в машинобудуванні, архітектурі, медицині набуло швидке прототипування, тобто технологія швидкого створення дослідних зразків або працюючої моделі для демонстрації замовнику або перевірки можливості реалізації. Із поширенням технологій тривимірного друку швидке прототипування змогло вийти на новий рівень, оскільки даний спосіб створення моделей є достатньо простим та недорогим для використання. Це дозволяє використовувати тривимірний друк на невеликих підприємствах та установах, а також у домашніх умовах.

Велику роль у швидкому прототипуванні відіграє процес підготовки тривимірної геометричної моделі. Модель може бути отримана в результаті попередніх обчислень або шляхом сканування реального фізичного тіла. Незалежно від способу одержання модель повинна бути переведена у дискретну форму для подальшого її відтворення за допомогою апаратних засобів швидкого прототипування. Найпоширенішим на сьогоднішній день [1, 2] способом представлення, передачі та обміну інформацією про геометрію моделі є використання stl-файлів. Даний формат файлів з'явився досить давно і на сьогоднішній час практично всі моделі тривимірних принтерів та сканерів вміють працювати із ним. Незважаючи на широке поширення, даний формат є досить застарілим і накладає ряд обмежень на топологію дискретних геометричних моделей, які зберігаються у ньому. Крім того значний вплив на швидкість створення прототипу здійснює розмір вихідного файлу, тому важливо контролювати даний параметр. Таким чином, питання впливу геометричних характеристик моделі на розмір вихідного stl-файлу є актуальним.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Особливості створення, вимоги до геометричних моделей та синтаксис stl-файлів описані у специфікації формату STL [3], розробленій компанією 3D Systems. У ряді публікацій зарубіжних фахівців було запропоновано методики генерації файлів STL при обмеженні обсягу інформації про модель [4, 5]. Створення моделей для швидкого прототипування з використанням триангуляції Делоне розглянуто у роботі [6]. Методи зменшення надлишковості інформації розглянуті у публікації [7]. Деякі особливості роботи з stl-файлами, а також відомі проблеми, що виникають при цьому, описані у статті [8].

Постановка завдання. Завданням даної роботи є огляд особливостей зберігання інформації про геометрію моделі за допомогою формату STL, а також дослідження впливу характеристик моделі на розмір вихідного файлу.

Основна частина. Відповідно до специфікації формату STL інформація про геометричний об'єкт зберігається, як список трикутних граней (комірок), що описують його поверхню, і нормалей до цих граней. Специфікація зумовлює ряд особливостей, яким повинна відповідати модель, що зберігається у даному форматі:

- для кожної трикутної грані має бути розрахована нормаль, яка направлена назовні від об'єкта. Деякі програми для візуалізації stl-файлів можуть автоматично розраховувати нормаль, якщо вона не задана за правилом правої руки;
- відповідність правилу «вершина до вершини». Кожен трикутник повинен мати по дві спільні вершини із кожним прилеглим трикутником. Іншими словами, вершина трикутника не може лежати на стороні іншого трикутника (рис. 1).

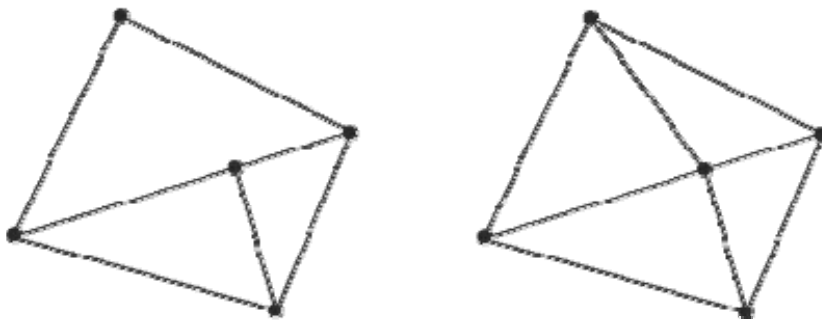


Рисунок 1. Правило «вершина до вершини»

Stl-файл може бути текстовим (ASCII) або бінарним (двійковим). Залежно від формату файлу відрізняється спосіб опису трикутних комірок.

ASCII файл має наступний синтаксис:

solid *name*

facet normal $n_i n_j n_k$

outer loop

vertex $v1_x, v1_y, v1_z$

vertex $v2_x, v2_y, v2_z$

vertex $v3_x, v3_y, v3_z$

endloop

endfacet

...

де *name* — довільне ім'я об'єкту;

$n_i n_j n_k$ — координати вектора нормалі до грані;

$v1, v2, v3$ — координати кожної з трьох вершин трикутної грані.

Як можна бачити, крім опису координат ASCII STL містить службові слова, які не стосуються безпосередньо до геометрії об'єкта. Таким чином даний формат містить велику кількість надлишкової інформації, що негативно відображається на розмірі файлу. З іншого боку ASCII STL є простим для сприйняття людиною. Генерація такого файлу є досить простою, а її практична реалізація не становить труднощів для програміста.

```

1  4269 6e61 7279 2053 544c 2066 696c 6520
2  6765 6e65 7261 7465 6420 6279 2043 6c6f
3  7564 436f 6d70 6172 6521 0000 0000 0000
4  0000 0000 0000 0000 0000 0000 0000 0000
5  0000 0000 0000 0000 0000 0000 0000 0000
6  204f 0000 9aeb 1fbc 0070 a8ba 0000 0080
7  5df4 9440 f946 2440 cdcc 4c3e 5df4 9440
8  f946 2440 0000 0000 0029 9540 5f27 2140
9  cdcc 4c3e 0000 cd05 15bc 00e8 76bb 0000
10 0080 5df4 9440 f946 2440 cdcc 4c3e 0c5a

```

Рисунок 2. Бінарний STL

Для зменшення розмірів вихідних файлів може використовуватись формат бінарного (двійкового) STL (рис. 2).

Даний формат містить виключно інформацію про геометричні параметри об'єкту, і тому файли, що мають такий формат є зазвичай меншого розміру, ніж відповідні ASCII-файли.

Очевидно, що незалежно від формату файлу основний вплив на його об'єм здійснює кількість структурних елементів, з яких утворена поверхня об'єкту. Іншими словами, розмір файлу прямо залежить від кількості трикутних граней (комірок), що зберігаються у ньому.

Встановимо емпіричні залежності розміру вихідного файлу від кількості структурних елементів, що утворюють об'єкт. Для цього розглянемо декілька готових stl-файлів (прикладі показані на рис. 3), які конвертовані в обидва формати.

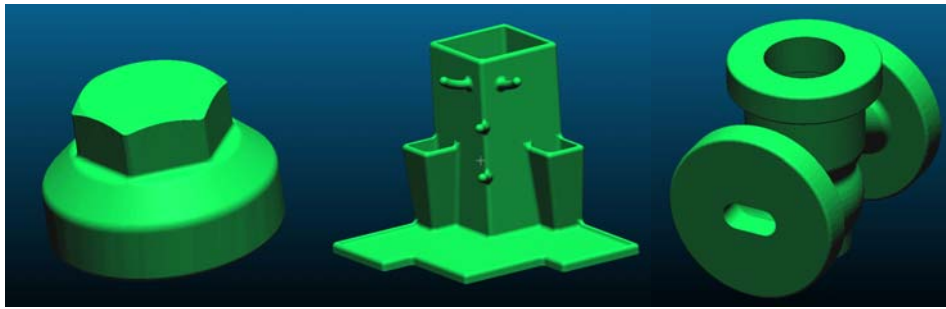


Рисунок 3. Тестові файли

Їх параметри наведені на у табл. 1.

Таблиця 1.

Параметри досліджуваних stl-файлів

Номер моделі	Кількість трикутників	Розмір файлу, КБ	
		ASCII	бінарний
1	20256	4648	989
2	9946	2291	486
3	265088	60482	12944
4	14510	3322	709
5	32224	7269	1574
6	34570	7961	1688

Представимо наявні дані у вигляді графіків (рис. 4).

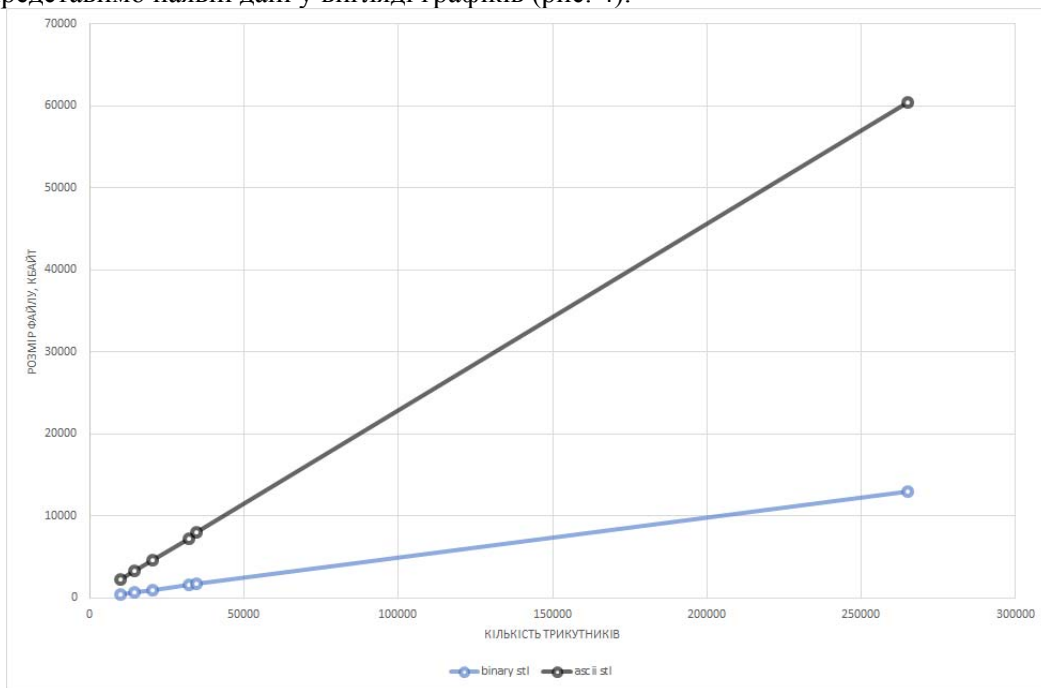


Рисунок 4. Залежність розміру вихідного файлу від кількості елементів

Із графіків видно, що залежності розмірів файлів від кількості структурних елементів мають характер, близький до лінійного, а тому емпірична формула має загальний вигляд

$$y = ax + b .$$

Для ASCII-формату емпірична формула прийме вигляд

$$V_{ASCII} = at + b , \tag{1}$$

де V_{ASCII} — об'єм файлу;

t — кількість структурних елементів геометричної моделі (трикутників);

a, b — невідомі параметри емпіричної формули.

Методом найменших квадратів були знайдені невідомі параметри емпіричної формули (1):

$$a = 0,23; b = 11,32.$$

Тоді емпірична залежність розміру ASCII stl-файлу від кількості структурних елементів має вигляд (2):

$$V_{ASCII} = 0,23t + 11,32. \quad (2)$$

Була також знайдена аналогічна формула для бінарних файлів (3):

$$V_{bin} = 0,05t + 0,28. \quad (3)$$

Одержані формули достатньо добре описують, залежності, що розглядаються (табл. 2).

Таблиця 2.

Порівняння розрахункових та фактичних даних

Номер моделі	Кількість трикутників	Розмір файлу, КБ		Розрахований розмір файлу, КБ		Відносне відхилення	
		ASCII	бінарний	ASCII	бінарний	ASCII	бінарний
1	20256	4648	989	4631,93	989,34	0,35%	0,03%
2	9946	2291	486	2280,10	485,92	0,48%	0,02%
3	265088	60482	12944	60480,71	12943,99	0,00%	0,00%
4	14510	3322	709	3321,20	708,77	0,02%	0,03%
5	32224	7269	1574	7361,95	1573,71	1,28%	0,02%
6	34570	7961	1688	7897,10	1688,26	0,80%	0,02%

Оскільки розмір бінарного файлу завжди менший, ніж розмір аналогічного ASCII файлу, то існує ряд програмних засобів, які дозволяють виконувати взаємну конвертацію форматів. Розглянемо процес конвертації ASCII формату в бінарний і знайдемо параметри емпіричної формули, яка описує даний процес. Це дозволить передбачувати розмір отриманих файлів при конвертації і оцінити економію дискового простору.

На рис. 5 показана залежність об'єму одержаного бінарного stl-файлу від розміру початкового ASCII stl.

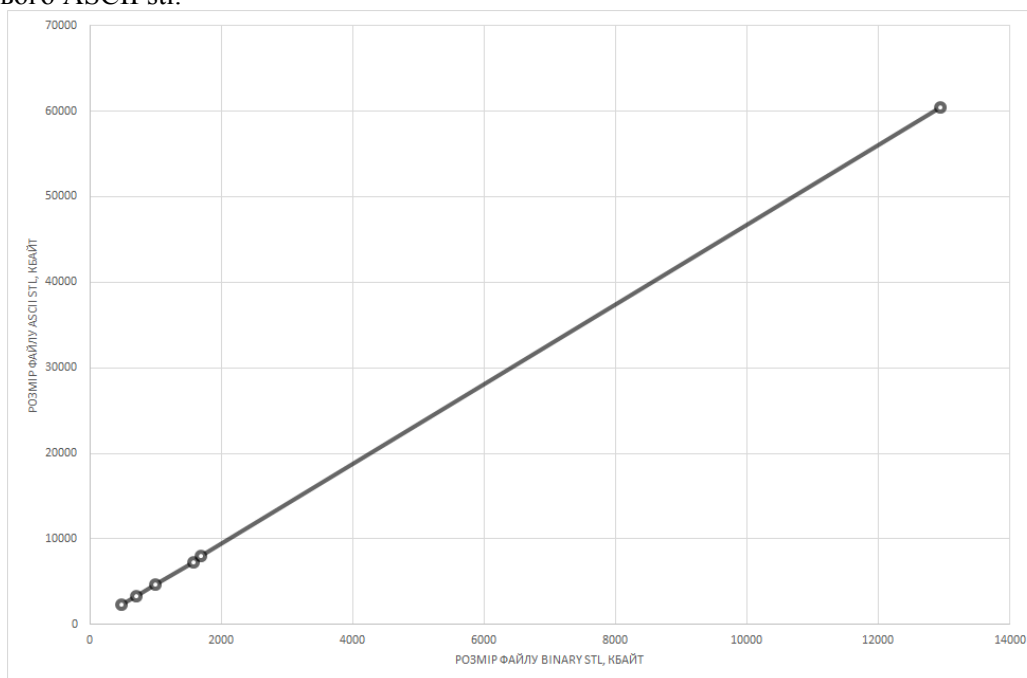


Рисунок 5. Залежність розміру бінарного STL від розміру початкового ASCII STL

Як видно з рис. 5 залежність має також лінійний характер. В результаті отримано наступну емпіричну формулу (4)

$$V_{bin} = 0,21V_{ASCII} - 2,13. \quad (4)$$

У табл. 3 наведено результати порівняння об'ємів тестових файлів та одержаних із використанням формули (4).

Порівняння розрахункових та фактичних розмірів бінарних stl-файлів

Номер моделі	Розмір файлу, КБ		Розрахований розмір файлу, КБ	Відносне відхилення
	ASCII	бінарний	бінарний	
1	989	4648	992,79	0,38%
2	486	2291	488,27	0,47%
3	12944	60482	12944,21	0,00%
4	709	3322	708,96	0,01%
5	1574	7269	1553,82	1,28%
6	1688	7961	1701,95	0,83%

Висновки. У даній роботі були розглянуті вимоги, яким повинні відповідати геометричні моделі для використання у stl-форматі. Отримані емпіричні формули, що описують вплив кількості структурних елементів моделі на розмір вихідних файлів та дають змогу передбачати цей показник. Дані залежності дозволяють зробити висновок про значний вплив геометричних характеристик моделі об'єкта на обсяг інформації, який необхідний для представлення моделі. В подальшому необхідно зосередитись на розробці ефективних алгоритмів генерації STL, які покликані зменшити надлишковість даних про об'єкт, що моделюється.

1. Wohlers, T. (1992). CAD meets rapid prototyping. Computer-Aided Engineering, vol. 11, no. 4.
2. Chua, C. K., Leong, K. F., Lim, C. S. (2003). Rapid Prototyping: Principles and Applications (2nd ed.). World Scientific Publishing Co, ISBN 981-238-117-1 Chapter 6, 237.
3. 3D Systems, Inc. (1989). Stereolithography interface specification.
4. Hur S.-M., Kim, H.-C., Lee, S.-H. (2002). STL file generation with data reduction by the delaunay triangulation method in reverse engineering. The international journal of advanced manufacturing technology, 19(9), 669-678.
5. Chen, Y. H., Ng, C. T., Wang, Y. Z. (1999). Generation of an STL file from 3D measurement data with user-controlled data reduction. The international journal of advanced manufacturing technology, 15(2), 127-131.
6. Lee, S.-H., Kim, H.-C., Hur S.-M. (2002). STL file generation from measured point data by segmentation and Delaunay triangulation. Computer-aided design, 34(10), 691-704.
7. Lee, K.H., Woo, H., Suk, T. (2001). Data Reduction Methods for Reverse Engineering. The international journal of advanced manufacturing technology, 17(10), 735-743.
8. Leong, K. F., Chua, C. K., Ng, Y. M. (1996). A study of stereolithography file errors and repair. The international journal of advanced manufacturing technology, 12(6), 407-414.

Ройко А.Ю., Бурчак І.Н., Головачук І.П. Влияние геометрических характеристик модели на параметры файлов для быстрого прототипирования. В работе рассмотрено влияние геометрических параметров модели объекта на размер файла формата STL, в котором хранится информация об этой модели. Этот показатель является достаточно весомым при применении STL в быстром прототипировании. Выведены эмпирические формулы зависимости объема информации в файле от количества структурных элементов модели.

Ключевые слова: stl, ascii stl, бинарный stl, треугольные ячейки, размер файла, быстрое прототипирование.

Royko A., Burchak I., Golovachuk I. Influence of geometric characteristics of the model on file parameters for rapid prototyping. Widespread in engineering, architecture, medicine became rapid prototyping, technology of rapidly creating prototypes or working models to demonstrate to the customer or verify the feasibility. With the proliferation of three-dimensional printing technology rapid prototyping could reach a new level, as this method of creating models is quite simple and inexpensive to use. This allows the use of three-dimensional printing on small enterprises and institutions, as well as at home.

Important role in the rapid prototyping process plays a preparation of three-dimensional geometric model. The model can be obtained as a result of previous computations or by scanning the actual physical body. Regardless of the method of making a model must be converted into discrete form for its further playback with hardware for rapid prototyping. The most common way to date representation, transmission and exchange of information on the geometry of the model is using of stl-files. Almost all the models of three-dimensional printers and scanners are able to work with this long known file format.

In this paper considered the influence of the model parameters on the size of stl-file, which stores information about this model. This figure is very significant when using STL in rapid prototyping. Displaying empirical formula depending on the amount of information in a file on the number of structural elements of the model.

Keywords: stl, ascii stl, binary stl, triangular cells, file size, rapid prototyping

МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ПІДПРИЄМСТВ З ПАРКУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Савін Ю.Х., Середа В.Р.

Національний транспортний університет

Збільшення кількості автомобілів за останні роки, відсутність спеціально відведених паркувальних місць практично у всіх містах України суттєво загострило проблему надання паркувальних послуг власникам транспортних засобів, що приводить до ускладнення умов дорожнього руху та збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод.

Для уникнення даної проблеми потрібно, щоб підприємства повною мірою забезпечували необхідність власників транспортних засобів у наданні паркувальних послуг.

Ключові слова: потужність підприємства, паркувальна площа, паркування, транспортний засіб.

Збільшення кількості автомобілів за останні роки, відсутність спеціально відведених паркувальних місць практично у всіх містах України суттєво загострило проблему надання паркувальних послуг власникам транспортних засобів, що приводить до ускладнення умов дорожнього руху та збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод.

Паркування автомобілів на проїзній частині, вздовж тротуару, є самим звичайним ділом. Це створює перешкоду для громадського транспорту, автомобілів, що доставляють товар, автомобілів спеціальних служб, заважає прибиранню вулиць, вивезення снігу, сміття тощо. Паркування транспорту на проїзній частині вулиці погіршує видимість, знижує пропускну здатність доріг, що призводить до створення аварійних ситуацій. Відсутні стоянки у місцях, куди масово з'їжджаються люди, тобто театри, кінотеатри, супермаркети, торговельні центри. Надзвичайно гостро постає проблема автомобільного паркування в центральних частинах міста, оскільки переважно саме там зосереджена велика кількість адміністративних будівель, офісних приміщень. Недостатня ємність автомобільних стоянок не дає можливості забезпечити нормальне транспортне обслуговування жителів.

В даний час чинна директива з часів Радянського Союзу, коли при створенні стоянок біля промислових об'єктів відводилось двадцять паркувальних місць на сто працівників у двох суміжних змінах. В той час налічувалось тридцять автомобілів на тисячу населення, на сьогодні ми маємо показник понад 150 автомобілів на одну тисячу населення України. [1]

Питання, пов'язані з проблемними питаннями щодо паркування, були висвітлені в роботах Б.Б.Анохіна, О.В.Андрєєва, В.Ф.Бобкова, А.П.Васильєва, Д.Дрю, Р.Шаара, Я.А.Калужського, Н.Ф.Хорошилова, Я.В.Хом'яка, Ю.С.Крилова, Ф.Хейта, В.В.Сільянова, Е.М.Лобанова, Ю.М.Сітнікова, Л.Н.Сапегіна, А.Міллера, Я.И.Середяка, М.М.Макаренка, В.П.Поліщука, О.В.Красильникової, О.Т.Ланового, О.А.Білятинського, А.Т.Пальчика, В.М.Богаченко, Б.Гріншільдса, Н.Грінберга, Т.Метсона, Р.Андерсона, Д.Мартіна та інших вчених [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12., 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19]

Для уникнення проблеми з паркуванням автомобілів потрібно, щоб підприємства, які надають паркувальні послуги, повною мірою забезпечували необхідність власників транспортних засобів у наданні паркувальних послуг.

Для надання підприємством паркувальних послуг першочергово потрібно визначити потужність даного підприємства.

Виробнича потужність підприємства, що надає паркувальні послуги – це максимально можливий рівень надання послуг, необхідної якості за певний час (добу, місяць, рік) при повному завантаженні паркувальної площі у прийнятому режимі роботи. [20]

При обчисленні потужності для визначення обсягу надання послуг використовуються натуральні показники.

Вихідна виробнича потужність у вартісному виразі, тобто потужність на кінець розрахункового періоду ($B_{n_{вив}}$) обчислюється за формулою [21]:

$$B_{n_{вив}} = B_{n_{вх}} + B_{n_{вв}} - B_{n_{вив}}, \quad (1)$$

де $B_{n_{ex}}$ – виробнича потужність на початок періоду, одиниць;

$B_{n_{вв}}$ – введена в плановому періоді виробнича потужність, одиниць;

$B_{n_{вив}}$ – виведена за плановий період виробнича потужність, одиниць.

Середньорічна виробнича потужність ($B_{n_{сер.р.}}$, одиниць) підприємства обчислюється за формулою [21]:

$$B_{n_{сер.р.}} = B_{n_{ex}} + B_{n_{вв}} \times \frac{k}{12} - B_{n_{вив}} \times \frac{12-k}{12}, \quad (2)$$

де k – кількість місяців використання паркувальних місць протягом року.

НАПРИКЛАД. На початок року на паркорці було 2000 місць, у березні зменшилось на 50, у липні ще на 100. У квітні ввели 100 місць і в серпні ще 200.

Середня виробнича потужність:

$$B_{n_{вив}} = 2000 + (100 \times 9 / 12 + 200 \times 5 / 12) - (50 \times (12 - 3) / 12 + 100 \times (12 - 7) / 12) = 2000 + 158 - 79 = 2079 \text{ паркувальних місць.}$$

Слід брати до уваги *календарний фонд часу* (Φ_k) парковки, визначається як добуток числа днів у даному календарному періоді (D_k) на число годин на добу (T) [21]:

$$\Phi_k = D_k \times T, \quad (3)$$

НАПРИКЛАД. На період одного року при роботі супермаркету тривалістю 14 годин в день Календарний фонд парковки складає:

$$\Phi_k = 365 \times 14 = 5110 \text{ годин.}$$

Під час розрахунків часу протягом якого буде зберігатися транспортний засіб на підприємстві можна використовувати *режимний або номінальний фонд часу* (Φ_p), він залежить від числа календарних днів (D_k) і числа неробочих днів (D_n) на рік, а також від прийнятого на підприємстві режиму змінності роботи на добу [21]:

$$\Phi_k = (D_k - D_n) \times t, \quad (4)$$

де t – середнє число годин зберігання транспортного засобу на добу в робочі дні за прийнятим режимом змінності з врахуванням скороченої тривалості зміни в святкові дні, або [21]:

$$\Phi_p = [(D_k - D_c) - t_3 - D_{сп} - t_{сп}] \times n_3, \quad (5)$$

де D_c – число вихідних і святкових днів;

$t_{сп}$ – тривалість робочої зміни, годин;

$D_{сп}$ – число передвихідних (передсвяткових) днів зі скороченою тривалістю робочої зміни;

$t_{сп}$ – час, на який скорочена тривалість робочої зміни в передсвяткові і передвихідні дні, год.;

n_3 – режим змінності роботи підприємства (1,2,3 зміни).

НАПРИКЛАД. При 5-денному робочому тижні та 8-годинному робочому дні (1 зміна) номінальний фонд складає:

$$(365 - 53 - 52) \times 8 = 2080 \text{ год.},$$

а при 6-денній роботі та 8-годинному робочому дні (1 зміна):

$$(365 - 53) \times 8 = 312 \times 8 = 2496 \text{ год}$$

Таким чином, виробнича потужність підприємства яке буде надавати паркувальні послуги (парковки) характеризується максимально можливим річним обсягом надання певних послуг заздалегідь визначеної якості за умови найбільш повного використання прогресивної технології та організації виробництва.

1. Список стран по количеству автомобилей на 1000 человек [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://ru.wikipedia.org/wiki/Список_стран_по_количеству_автомобилей_на_1000_человек
2. Афанасьев М.Б., Булатов А.И. За безопасность движения. - М.: Транспорт, 1967. – о215 с.
3. Бабков В.Ф., Афанасьев М.Б. Дорожные условия и режимы движения автомобилей. -М.: Транспорт, 1967. – 267 с.
4. Белятинский А.А., Бигич Б.К. Определение пропускной способности дороги в зависимости от местных условий // Авто дорожник Украиньї. - Киев, 1965. -№1. – С. 41.
5. Бируля А.К. Влияния интенсивности автомобильного движения на его скорость // Труды ХАДИ. – Харьков, 1975. – №19. – С. 5-14.
6. Боровик Е.Н. Градостроительная организация хранения легковых автомобилей в городах: Автореф. дисс... кан-та техн. наук. / МИСИ. -М., 1973. – 24 с.
7. Бородин С.Г. Исследование влияния придорожных предприятий на безопасность движения. // Труды ВНИИ БД МВД СССР. “Инженерные методы организации дорожного движения”. – М., 1979. – № 4. – С. 88-95.
8. Дубровин Е.Н. Городские улицы и дороги. – М.: Транспорт, 1981. – 291 с.
9. Кероглу Л.А. Исследование пропускной способности автомобильных дорог. – М.: Автотрансиздат, 1963. - 85 с.
10. Клиновштейн Г.И., Организация дорожного движения: Учебник для автомобильно-дорожных вузов и факультетов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1982. – С. 172-180.
11. Коноплянко В.И. Организация и безопасность движения. – М.: Транспорт, 1983. – 240 с
12. Кременец Ю.А., Печерский М.П. Технические средства регулирования дорожного движения. – М.: Транспорт, 1981. – 252с.
13. Лукьянов В.В. Безопасность дорожного движения. – М.: Транспорт, 1983. – 254 с.
14. Меркулов Е.А. Городские дороги // Конспект. – М.: Высшая школа, 1973. – 76 с.
15. Пальчик А.Н. О пропускной способности автомобильных дорог // Автотранспорт Украиньї. – Киев, 1981. – № 3. – С. 44-45.
16. Романов А.Г. Дорожное движение в городах: закономерности и тенденции. – М.: Транспорт, 1984. – 80 с
17. Самойлов Д.С. Городской транспорт. – М.: Стройиздат, 1983. – 281 с.
18. Смирнов М.Ф. Техничко-экономическое обоснование пропускной способности автомобильных дорог // Автомобильные дороги. – М., 1960. – № 1. – С. 18-20.
19. Трибунский В.М. Влияние дорожных условий на пропускную способность автомобильных дорог: Дисс... к-та техн. наук. /МАДИ. – М., 1971. – 169 с.
20. Виробнича потужність підприємства та методичні принципи її розрахунку [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://severin.at.ua/_ld/0/2_2_.....pdf
21. Тарасюк Г.М., Шваб Л.І. Планування діяльності підприємства. Навч. посіб. – К.: "Каравела", 2003. – 432 с.

Савин Ю. Ф., Серета В. Р. Методические основы определения мощности предприятий по парковке транспортных средств. Увеличение количества автомобилей за последние годы, отсутствие специально отведенных парковочных мест практически во всех городах Украины существенно обострило проблему предоставления парковочных услуг владельцам транспортных средств, это приводит к усложнению условий дорожного движения и увеличения количества дорожно-транспортных происшествий.

Во избежание данной проблемы нужно, чтобы предприятия в полной мере обеспечивали необходимость владельцев транспортных средств в предоставлении парковочных услуг.

Savin U., Sereda V.. Methodical basis for determination of parking lot enterprise capacity. The expansion of automobiles in the number over the last years, lack of parking places in mostly all cities of Ukraine have substantially escalated the problem of providing services for automobile owners. Such situation leads to complication of traffic conditions and increases the number of road traffic accidents.

It is required enterprises to ensure automobile owners fully in parking lots to resolve these issues.

To provide services for automobile owners it is necessary to determinate parking lot enterprise capacity.

Capacity of parking lot enterprise – it is at most possible level of providing adequate services for some time (day, month, year) in full space occupancy in appropriate working time pattern.

In the calculation of time during which the automobile is going to be stored on the enterprise it is possible to use modal or nominal fund that depends on number of continuous days and the number of nonworking days for a year and also on adopted shifting work regime per day on this enterprise:

Therefore the capacity of parking lot enterprise is characterized by at most possible annual amount of provided services previously determined quantity subject to the full usage of advanced technology and work organization.

Стаття надійшла в редакцію 15.05.2014р.

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ЗАМІШУВАННЯ ТІСТА НА БЕЗПЕРЕРВНО ДІЮЧИХ ТІСТОМІСИЛЬНИХ МАШИНАХ

Тараймович І.В., Димчур Є.В.

Луцький національний технічний університет

Показано, що удосконалення місильного органу та будови місильної камери є одним з перспективним напрямків інтенсифікації процесу замішування тіста. Основні вимоги пропонованої конструкції: забезпечення раціональних параметрів процесу в робочій камері машини в цілому, високу експлуатаційну надійність, забезпечити оптимізацію процесу замішування тіста.

В результаті аналізу впливу механічної дії місильних органів на якість тіста, а також вивчення фізичних властивостей тіста доведена доцільність удосконалення робочого органу для приготування тіста, що дасть змогу покращити якість продукції, скоротити втрати сухих речовин борошна при бродінні, скоротити виробничий цикл тістоготування.

Інтенсифікація замішування є елементом складного технологічного процесу приготування хліба. При цьому умови можуть по-різному співставлятися з інтенсивним впливом на тісто, тому необхідно в подальшому розглядати питання оптимізації параметрів окремих елементів конструкції тістомісильних машин і способи їх застосування при тістоготуванні.

Ключові слова: тісто, тістомісильна машина, замішування, фази приготування тіста, оптимізація.

Постановка проблеми. Хліб, хлібобулочні й макаронні вироби є основними продуктами харчування людини, вони містять майже все, що необхідно людині для нормальної життєдіяльності. Недобір хліба в харчуванні людини іншими продуктами відшкодувати неможливо.

Сучасний ринок пропонує дуже великий асортимент хлібобулочних виробів. На перше місце виходить якість пропонованої продукції. Для поліпшення якості необхідно мати таке хлібопекарське обладнання, яке зможе забезпечити якісну підготовку тіста. Тістомісильна машина - один із видів хлібопекарського обладнання, який використовують у пекарнях для замісу тіста різних сортів: дріжджових, житніх, здобних і т.д. Тістоміси підвищують якість хлібобулочних і кондитерських борошняних виробів, в той же час знижуючи їх черствіння.

У зв'язку із цим необхідні заходи щодо виробництва хлібобулочних виробів, засновані одночасно на принципах забезпечення захисних сил організму і ресурсозбереження за рахунок модифікації технологічного процесу.

Аналіз останніх публікацій. Сьогодні на перший план виносяться проблеми вдосконалення технологічних процесів і створення нового високопродуктивного обладнання здатного виробляти конкурентоздатну продукцію [1, 2]. Одним із шляхів вирішення цих проблем, може бути розробка нових технологій і устаткування, що дозволяють здійснювати глибоку переробку вітчизняної текстильної сировини [3, 4]. Застосування такого обладнання та технологій дозволить значно розширити асортимент продукції, що випускається текстильними підприємствами.

Для скорочення тривалості процесу приготування тіста існує багато різних рішень, які ґрунтуються на біохімічних способах інтенсифікації дозрівання тіста шляхом стимулювання процесу бродіння а також і на їх комбінації з фізичними методами впливу на тісто. Одним із таких способів є застосування інтенсивної механічної обробки тіста і використання нових швидкохідних тістомісильних машин, які сприяють скороченню часу протікання процесу [4].

Основна частина. Під час замішування тіста протікає ряд фізичних, колоїдних і біохімічних процесів, послідовність яких дозволяє розділити утворення тіста на три якісно різні стадії [5]. Для полегшення аналізу закономірності процесу замішування та виявлення постадійних раціональних параметрів його забезпечення, О.Т.Лісовенком [4] запропонована тристадійна модель процесу, яка базується на сучасних розробках Х.Д.Чейшнера, Н.Квендта та ін. [6,7].

Замішування тіста є складним процесом, який полягає в утворенні однорідної капілярно-пористої маси з борошна, води, дріжджів, сольового розчину та інших компонентів; насичення цієї суміші повітрям; механічної її переробці (пластифікації); набряканні крохмалю і білкового комплексу з утворенням пружно-еластично-в'язкого тіла, що містить активно-діючі мікроорганізми і ферменти.

Замішування тіста триває від 3 до 20 хв залежно від властивостей борошна, рецептури, типу місильної машини, способу замішування.

Першу стадію можна назвати попереднім змішуванням компонентів. Під час цієї стадії відбуваються такі мікропроцеси: рівномірне перемішування компонентів суміші, зволоження сухих інгредієнтів, їхня агрегація, сорбція вологи поверхнею часток і диспергування. У результаті утвориться трифазна суміш з максимальною рівномірністю розподілу перш за все компонентів замісу. Рідкі компоненти перш за все абсорбуються на поверхні частинок борошна, але глибина адсорбційного шару при цьому залишається невеликою.

Процес замішування слід проводити при високій швидкості, коли сили когезії ще не встигають проявитися належною мірою і недостатні для утворення структурованої маси продукту, оскільки основні компоненти суміші (борошно і вода) володіють високою когезійною здатністю. Повільне змішування борошна з водою призводить до утворення згустків в рідких напівфабрикатах. Повільне замішування напівфабрикатів у тісті веде до структурування матеріалу в окремих місцях об'єму змішувальної камери внаслідок нерівномірного розподілу борошна і рідкої фази. В інших місцях цей процес затримується.

При повільному змішуванні гомогенізація утруднюється і триває відносно довго. Енергія на змішування витрачається недостатньо економічно. Суміш структурується, розвивається зв'язка сітки клейковинного каркасу. При замішуванні рідких напівфабрикатів це нераціонально в принципі, а при замішуванні тіста, можлива неоднорідність його структури. Тому досить важливою умовою гомогенізації, що перешкоджає утворенню нерівномірної структури матеріалу, є запобігання розвитку клейковини в процесі гомогенізації опари або тіста, що вигідно з декількох точок зору. При відсутності структурованої системи можна домогтися швидкої і ефективної гомогенізації суміші з мінімальною витратою енергії при проходженні процесу [29, 30].

Другу стадію називають власне замішуванням.

У цій стадії відбувається дифузія вологи всередину борошнистих часток, що супроводжується набуханням крохмалю і білків. Розчинні у воді частки борошна (розчинні вуглеводи, мінеральні солі, розчинні білки), що складають 3-5% від маси борошна, переходять у розчин. При набряканні значну частину вологи забирають білкові речовини, які мають водопоглинаючу здатність близько 200%. Набряклі білки утворюють гідрогель.

На швидкість протікання другої стадії впливають:

- властивості борошна;
- ступінь подрібнення крохмальних зерен;
- температура;
- рецептурні добавки.

У хлібопекарному виробництві вирішальним фактором є якість борошна. Висота хліба прямо корелює з якістю білка, а його розтікання демонструє зворотну кореляцію. Цей зв'язок не залежить від способу випікання і розмірів заготовок тіста.

Поєднання борошна із сильною пшениці та недозрілого зерна дає можливість суттєво поліпшити якість випеченого хліба. Це зумовлено тим, що недозріле зерно пшениці містить значну кількість фруктоолігоцукридів, особливо через два тижні після цвітіння.

Також на формування тіста значною мірою впливає кількість і температура води. Зі збільшенням кількості води прискорюється процес бродіння, посилюється дія ферментів борошна і дріжджів. Чим більша вологість тіста, тим більший вихід готових виробів. Проте вологість виробів не повинна перевищувати норму, оскільки при цьому знижується їхня харчова цінність.

На водопоглинаючу здатність борошна впливає вміст цукру у тісті. Збільшення кількості цукру при замішуванні тіста зменшує здатність борошна поглинати воду і пригнічує життєдіяльність дріжджових грибків.

Вміст кухонної солі до 0,1 % від маси борошна покращує процес бродіння. Якщо кількість солі становить 1,5—2 % (за рецептурою) від маси борошна, процес бродіння гальмується.

При додаванні до тіста чималої кількості жиру знижується життєдіяльність дріжджів і зменшується пружність клейковини. Жири, що додають у тісто, повинні мати пастоподібну консистенцію.

У такому стані вони рівномірно розподіляються в тісті у вигляді тонких плівок і краще утримують вологу, а це сприяє одержанню пористої структури виробів.

Ця стадія замішування не вимагає енергійної переробки. При поглинанні вологи білки сильно збільшуються в об'ємі, утворюючи клейковинну основу, в середині якої містяться набряклі крохмальні зерна і нерозчинні частки борошна. На цьому етапі отримується набрякле, але ще не сформоване тісто [8, 9].

Сутність змін у макромолекулі білку під впливом замішування не можна вважати з'ясованими остаточно. Однак, деякі автори висловлюють свої гіпотези. Так, Тчен [45] вважає:

- агрегати білку при замішуванні витягаються і розриваються, утворюючи тонкі плівки клейковини, що складають основу тіста, в результаті чого білок стає більш доступним впливу оцтової кислоти;

- утворена безперервна клейковинна основа піддається розщепленню шляхом розриву нековалентних зв'язків - водневогідрофобних і сольових містків;

- деполімеризація молекул клейковини здійснюється шляхом розриву дисульфідних зв'язків між пептидними ланцюгами.

Третя стадія замішування вимагає посиленої механічної дії, а не простого перемішування, оскільки з утворенням клейковинних плівок відбувається і руйнування молекул клейковини. На руйнування клейковинної основи в цій стадії замішування впливають активність деяких ферментів, надмірний механічний вплив. Велике значення має при цьому температура. Третю стадію замішування називають "пластифікацією", під час якої відбуваються структурні зміни крохмальних зерен і утворення клейковинної решітки, що зв'язують крохмальні зерна.

В процесі замішування тіста спостерігається спочатку змішування всіх компонентів в однорідну масу. Механічна дія сприяє прискоренню набухання білків і утворенню клейковинного каркасу, в результаті чого тісто набирає еластичності і фізичні властивості його покращуються. Подальше замішування робить тісто більш м'яким, однорідним, на вигляд більш сухим, високоеластичним, що забезпечує найвищу якість.

Продовження замішування, підсилена механічна обробка тіста веде до розриву макромолекул клейковини з порушенням поперечних зв'язків, тісто втрачає еластичність, стає дуже розтягнутим і липким, що може призвести до погіршення структури м'якуша хліба, особливо при замішуванні тіста із слабого борошна.

При раціональній інтенсивності механічної обробки макромолекули клейковини під дією напруг, що виникають в тісті, частково руйнуються, але внаслідок внутрішньої перебудови структури знову відновлюються і клейковина набуває хорошої еластичності і пружності.

Питомі затрати енергії для замішування тіста з житнього борошна значно нижчі, ніж для пшеничного. Так, дослідженнями, проведеними у КТІХП, встановлено, що на замішування тіста з житньо-пшеничного борошна у співвідношенні 50:50 оптимальними є затрати питомої енергії 6-8,5 Дж/г. При підвищенні вмісту житнього борошна в тісто вони знижуються.

Надмірна механічна обробка житнього тіста призводить до зменшення його в'язкості та погіршення якості хліба.

Від співвідношення цих фаз залежать властивості тесту: збільшення кількості рідкої фази «послаблює» його, робить більш рідким, текучим, липким. Цим пояснюються різні властивості пшеничного і житнього тіста. Пшеничне тісто еластичне, пружне. Тверда фаза в пшеничному тісті складається з набряклих нерозчинних у воді білків, зерен крохмалю і частинок оболонки. Вона переважає над рідкою фазою, до складу якої входять водорозчинні речовини (цукор, сіль, водорозчинні білки та ін.) Крім того, основна частина рідкої фази пшеничного тіста пов'язана набряклими білками. Газоподібна фаза представлена бульбашками, повітря, захопленими тестом при замішуванні.

За результатами багатьох дослідів і конструктивних розробок за кордоном, в яких використані рекомендації на інтенсифікацію хлібопекарного виробництва і покращання якості готових виробів на сьогоднішній час існує багато різних способів приготування тіста [47, 55].

За даними зарубіжної літератури, прогресивні способи приготування хліба мають цілий ряд переваг перед класичним опарним способом з довготривалим періодом бродіння, а саме:

- підвищення виходу хліба за рахунок збільшення кількості води, внаслідок підвищення водоутримуючої здатності тіста і за рахунок зменшення втрат сухих речовин борошна на бродіння, яке проходить тільки у вистоюванні;

- здатність переробки борошна пониженої хлібопекарної якості;

- підвищення точності маси при поділі свіжоприготовленого тіста в тістоподільнику внаслідок підвищеної щільності і однорідності;

- зниження трудовитрат і економії виробничих площ;

- підвищення маневреності виробництва (полегшення переходу з одного виду на інший, припинення виробітку і відновлення при роботі в одну або дві зміни і т. д.) [55].

Висновок. Замішування повинне забезпечити рівномірне перемішування всіх компонентів, отримання тіста з визначеними властивостями, тобто необхідно створити передумови для

забезпечення оптимальних умов для наступних етапів технологічного процесу: бродіння, поділу та вистоювання.

Механічна обробка тіста при замішуванні впливає на швидкість протікання фізичних, колоїдних і біохімічних процесів і є одним із основних способів регулювання фізичних властивостей тіста та якості готової продукції.

В останні роки залишається актуальною проблема розробки та впровадження нових технологій, інтенсифікації процесів, підвищення продуктивності і рентабельності виробництва та покращанні якості готової продукції. Одним із ефективних методів прискорення процесу дозрівання тіста і покращення якості хлібобулочних виробів є посилені механічна обробка тіста при замішуванні, що дозволяє вплинути на його структуру і фізико-хімічні показники.

1. Технологічне обладнання хлібопекарських і макаронних виробництв /О.Т.Лісовенко, О.А.Руденко-Грицюк, І.Н.Литовченко і ін. – К.: Наукова думка, 2000. – 280 с.
2. Смесительные машины в хлебопекарной и кондитерской промышленности /Лисовенко А.Т., Литовченко И.Н., Зириц И.В., Котенко А.Т. и др. – К.: Урожай, 1990. – 190 с.
3. І.Я.Стадник, О.Т.Лісовенко. Обладнання – перспективне, продукція – високоякісна //Харчова і переробна промисловість. – 2001. – № 12. – С.11.
4. Лисовенко А.Т. Технологическое оборудование хлебозаводов и пути его совершенствования. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 392 с.
5. Блокома А.Х. Глинка И. Основные понятия о свойствах теста. – М.: Наука, 1968. – 583 с.
6. Hawthorn J. Oxygen in the mixing of bread doughs. - Baker's Digest, 1961, v.35. No4, p. 34-43.
7. Tsen C.C, Bushuk W. Reactive and total sulfhydryl and disulfide contents of flours of different mixing properties. Cereal Chemistry, 1968, v.45, No1, p, 58-62.
8. Гришин А.С., Энкина Л.С. Влияние различных способов тестоприготовления на качество хлеба. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 112 с.
9. Горячева А.Ф., Щербатенко В.В. Механическая обработка теста. – М.: ЦНИИТЭИпищепром, 1953. – 36 с.

Тараймович І.В., Димчур Є.В. Аналіз путей інтенсифікації замешивания теста на непрерывно действующих тестомесах. Показано, что усовершенствование месильного органа и строения месильной камеры является одним с перспективным направлений интенсификации процесса замеса теста. Основные требования предлагаемой конструкции: обеспечение рациональных параметров процесса в рабочей камере машины в целом, высокая эксплуатационная надежность, обеспечение оптимизации процесса замеса теста.

В результате анализа влияния механического действия месильных органов на качество теста, а также изучение физических свойств теста, доказана целесообразность усовершенствования рабочего органа для приготовления теста, которая даст возможность улучшить качество продукции, сократить потери сухих веществ муки при брожении, сократить производственный цикл тестоприготовления.

Интенсификация замеса является элементом сложного технологического процесса приготовления хлеба. При этом условия могут по-разному сопоставляться с интенсивным влиянием на тесто, потому необходимо в дальнейшем рассматривать вопрос оптимизации параметров отдельных элементов конструкции тестомесильных машин и способы их применения при тестоприготовлении.

Ключевые слова: тесто, тестомесильная машина, замес, фазы приготовления теста, оптимизация.

Taraymovich I.Dumchyr E. Analysis by intensifying kneading dough on a going concern kneading machines. It is retained that an improvement of dough organ and structure of dough chamber is one with perspective directions of intensification process from premix-dough. The basic requirements of the offered construction: providing of rational parameters of process in the working chamber of machine on the whole, high operating reliability, to provide optimization of process premix-dough.

As a result of analysis of influence of mechanical action of dough organs on quality of dough, and also study of physical properties of dough, the well-proven expedience of improvement of working organ for preparation of dough which will enable to improve quality of products, shorten the losses of dry matters of flour at fermentation, to shorten the production cycle of preparation dough.

The row of physical, colloid and biochemical processes the sequence of which allows to divide a doughing-up into three high-quality different stages flows during the premix of dough.

Intensification of premix is the element of difficult technological process by preparation of bread. Thus terms can be variously compared with intensive influence on dough, it is that is why necessary in future to examine the question by optimization of parameters of separate elements construction of malefactors and methods of their application at preparation of dough.

A premix must provide even interfusion all of the tools, receipt of dough, with certain properties, that it is necessary to create pre-conditions for providing of optimum terms for the followings stages of technological process: fermentation, division and standing. Tooling of dough at a premix influences on speed of flowing of physical, colloid and biochemical processes and is one of basic methods of adjusting of physical properties of dough and quality of the prepared products.

Consequently, a premix must provide even intermission of all of the tools, receipt of dough, with certain properties, that it is necessary to create pre-conditions for providing of optimum terms for the followings stages of technological process: fermentation, division and standing.

Keywords: dough, malaxator, premix, phases of preparation of dough, optimization.

Стаття надійшла в редакцію 14.05.2014 р.

ОБГРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАЛОГАБАРИТНИХ МАШИН ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ОДНОРІЧНИХ КУЛЬТУР НА СХИЛАХ

М.В.Усенко, кандидат технічних наук

Луцький національний технічний університет, м. Луцьк

У статті наведено результати аналізу конструкцій існуючих серійних великогабаритних агрегатів для основного, передпосівного і міжрядного обробітку ґрунту, садильних машин, а також малогабаритних агрегатів, призначених для роботи в рівнинних умовах. Запропоновано використання для умов схилів мотоблока або малогабаритного трактора в агрегаті з плугом з гнучкою бороною, з розсадосадильною машиною з пересувними секціями і садильним апаратом з захватами кишенькового типу, з сферичною ґрунтовою фрезою, які обладнані стабілізуючими пристроями з передплужником.

Ключові слова: розсада, ґрунт, плуг, схил, гнучка борона, розсадосадильна машина, ґрунтова фреза, стабілізуючий пристрій, напрям руху

Постановка проблеми. Важливими і актуальними для нашої країни залишаються заходи з прискореного розвитку сільського господарства з метою покращення постачання населення продуктами, а відповідних галузей сировиною.

Важливими умовами реалізації цього є інтенсифікація сільськогосподарського виробництва, зміцнення матеріально-технічної бази, прискорене втілення досягнень науки і передового досвіду, підйом рівня механізації в усіх галузях сільського господарства [1]. Це повністю відноситься до таких важливих галузей як овочівництво і вирощування картоплі.

За фізіологічно обґрунтованими нормами споживання на кожного жителя країни повинно вироблятися в рік близько 120 кг картоплі і 140 кг овочів, для чого аграрному сектору України необхідно щорічно виробляти до 5,3 млн. т картоплі і до 7,8 млн. т овочів. В рослинництві овочі і картопля складають від 30 до 40% всього валового продукту сільського господарства. В основному (82-93%) овочі і картопля вирощуються в приватних господарствах і дрібними фермерами і тому потребують ефективних, пристосованих до малих господарств з невеликими ділянками (до 1 га), засобів механізації [3, 4, 5].

Для вирощування овочів і картоплі, як і для вирощування будь-якої культури, необхідно провести ряд операцій. Важливими серед них є передпосівний (перед садінням, висадкою) обробіток ґрунту, садіння чи висадка, міжрядний обробіток ґрунту, які в сумі сягають до 70% усіх витрат праці з вирощування даних культур [2, 7]. Рівень механізації вирощування цих культур ще не повністю відповідає вимогам часу. Конструкції машин для виконання згаданих вище операцій не завжди можуть забезпечити ефективну роботу внаслідок особливостей самих культур, фізико-механічних властивостей ґрунту та інших зовнішніх умов роботи.

Тому важливе значення має зниження затрат праці і собівартості продукції шляхом створення нових засобів механізації для даних основних трудомістких операцій.

Особливі труднощі при виконанні даних операцій виникають в умовах схилів, нерівного рельєфу. При цьому серйозно ускладнюється проблема стабілізації напрямку руху агрегату, тобто зберігання його курсової стійкості при русі в поперечному напрямку схилу, внаслідок бокового уводу, сповзання агрегату, а також зміщення частинок самого ґрунту, по якому рухається даний агрегат.

В Україні близько 10,5 млн. га земель є еродованими (31,7% всіх орних земель). З них слабоеродованих – 7,8 млн. га (74,2%), середньоеродованих – 2,2 млн. га (21%) і сильноеродованих – 0,5 млн. га (4,8%) [8]. Як правило, схили крутістю понад 10° еродовані більше як на 60%. Вирощування овочів і картоплі в зазначених умовах перешкоджає широкому втіленню засобів великої механізації і збільшенню на їх основі рівня механізації трудомістких процесів сільськогосподарського виробництва.

Великогабаритний трактор – це головна енергетична машина сучасного сільського господарства. Але під час оранки тільки 3-4% енергії палива цього трактора трансформується в корисну енергію. Інші 96-97% трансформуються в негативну енергію руйнування землі. Великогабаритний агрегат, рухаючись по сухому і утрамбованому полю, втрачає до 90% своєї енергії [8].

Важливими технічними характеристиками агрегату є його тягове зусилля і кількість корпусів плуга, які він тягне. Ця залежність обґрунтована формулою відомого ученого з сільськогосподарських машин В.П. Горячкіна. Наприклад, наймасовіший орний трактор МТЗ-82 з двигуном 60 кВт переміщає по полю 3 корпуси і необхідна тяга для цього рівна 60 кН. Орний трактор John Deere з двигуном 500 кВт максимально пересуває по полю 20 корпусів плугів і розвиває тягове зусилля 40 кН. Потужності до 1 кВт вистачає, щоб обробити легкий супіщаний ґрунт на глибину 20-25 см. Щоб привести в рух один корпус плуга, необхідно мати приблизно 2 кВт. Провідні фірми світу, такі як John Deere, New Holland, ХТЗ, МТЗ, рекомендують використовувати двокорпусні плуги з трактором з потужністю двигуна 40 кВт, трьохкорпусний плуг - з трактором потужністю 60 кВт, чотирикорпусний плуг - з потужністю 80 кВт, а 7-10 корпусні плуги - в агрегаті з тракторами потужністю двигуна від 150 до 250 кВт. Тобто, на один корпус плуга припадає 20 кВт потужності двигуна.

Сьогодні великогабаритні машини дають незадовільні результати роботи: велика маса і габарити сприяють ущільненню ґрунту і ускладнюють роботу на невеликих ділянках, потрібна наявність великих поворотних смуг, багато часу витрачається на розвороти, відхилення від прямолінійного руху на нерівній поверхні, великі витрати палива і забруднення навколишнього середовища.

З вищевикладеного видно, що виконанню операцій з вирощування овочевих культур і картоплі на схилах пред'являються високі агротехнічні вимоги, і тому, враховуючи актуальність питання, необхідно вибрати агрегат і створити робочі органи, які повністю відповідали б всім необхідним для даних умов вимогам.

На основі цього виявлено, що наявну проблему для даних специфічних умов вирощування культур можна вирішити шляхом використання малогабаритної техніки (малогабаритний трактор або мотоблок в агрегаті з відповідними сільськогосподарськими машинами). Застосування такої техніки з малою металомісткістю і енергоємністю дозволить зберегти нормальну структуру ґрунту, зменшити всі види ерозії, відновити гумус, підвищити рихлість ґрунту, правильно сформувати ґрунтові частинки, підвищити урожай і зробити землеробство екологічно чистим. Дані машини маневрені, мають малий питомий тиск на ґрунт, мінімальну витрату палива (енергії), мінімально забруднюють навколишнє середовище [6]. Все це дозволить усунути негативні чинники використання великогабаритної техніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує багато літературних джерел, які стосуються основного і передпосівного обробітку ґрунту, садіння розсади, міжрядного обробітку ґрунту, стабілізуючих пристроїв. Це дає підстави вважати, що їм завжди приділялось багато уваги. Багатьма дослідниками розроблено чимало рекомендацій, а також механізмів і робочих органів для виконання даних операцій [2, 4, 5]. Але дані праці присвячені великогабаритним енергетичним засобами і сільськогосподарським машинам до них, які не здатні якісно виконувати свої основні функції при роботі на схилах різної крутості і, відповідно, повною мірою забезпечити агротехнічні показники для даних конкретних умов роботи.

Тому використовуючи основні конструктивні особливості існуючих великогабаритних машин для роботи на рівнині і на схилах і враховуючи їх недоліки, можливо створити такі робочі органи, які б повністю відповідали вимогам, що ставляться перед технікою при роботі у важких умовах схилів.

Метою роботи є вдосконалення робочих органів для підвищення якості і зниження енергоємності виконання технологічного процесу вирощування однорічних культур на схилах.

Результати досліджень. Для усунення недоліків існуючих машин нами запропоновані нові вдосконалені конструкції. Проведені дослідження дозволили розробити плуг з бороною гнучкою з регульованими зубами [9]. Дана борона подана на рис. 1.

Борона гнучка з регульованими зубами працює таким чином. Перед початком роботи в залежності від зовнішніх умов (тип ґрунту за механічним складом, вологість, кам'янистість та ін.) встановлюють необхідне положення розпушуючих зубів *b*, що визначає режим їх роботи. Необхідне положення зубів *b*, тобто кут нахилу їх до поздовжньої осі ланки забезпечується відповідним положенням основ *3*, яке фіксується за допомогою болтів *2*. На рис. 1 показано таке положення основ *3*, коли зуби *b* займають перпендикулярне до поздовжньої осі ланки положення і одна з граней багатогранної частини основи *3* повністю лежить на ланці.

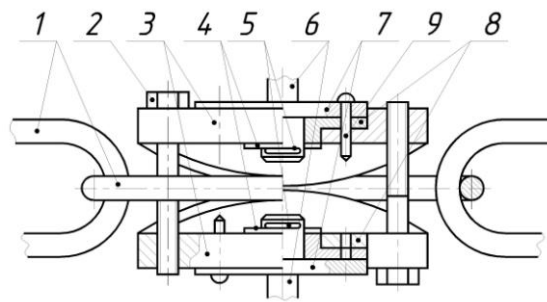


Рисунок 1. Борона гнучка з регульованими зубами (фрагмент):

1 – ланцюговий модуль з ланками; 2 – кріпильні елементи; 3 – основи; 4 – шайби; 5 – горизонтальні пальці; 6 – розпушуючі зуби; 7 – опори; 8 – фігурні втулки; 9 – вертикальний палець

Поворотом опори 7 можна досягти співпадання отвору даної опори з отворами фігурної втулки 8 і основи 3 для вертикального пальця 9 і закріпити його. Вертикальний палець 9 можна закріпити в такому положенні, коли розпушуючий зуб 6 займе перпендикулярне положення до поздовжньої осі ланки, як і показано на рис. 1. Таке розташування всіх вказаних елементів може забезпечити якісне виконання роботи тільки в певних конкретних умовах (легкі за механічним складом, малокам'янисті, сухі ґрунти), що зустрічаються не часто. Для забезпечення більш якісного, ніж у вищерозглянутому випадку, обробітку різних типів ґрунтів необхідно змінити горизонтальні і вертикальні кути розташування розпушуючих зубів 6 до поздовжньої осі ланки. Для цього опору 7 необхідно повернути і зафіксувати вертикальним пальцем 9 в такому положенні, щоб можна було досягти розташування зубу 6 у горизонтальній площині. Для зміни кута розташування зубів 6 у вертикальній площині необхідно поміняти розташування основ 3, для чого поперемінно відпускають один і затягують інші болти 2 до тих пір, поки основи 3 не ляжуть повністю однією з граней своїх багатограних поверхонь на ланку. При такому положенні двох основ 3, що закріплені на одній ланці, забезпечується стабільний кут розташування цих основ і відповідно зубів 6 у вертикальній площині. Оптимальні кути підбираються в залежності від зовнішніх умов роботи. Вищеописаним способом можливо підібрати сталі положення зубу 6.

Однак, найбільш оптимальним режимом роботи, який забезпечує якісний обробіток ґрунту в найбільш несприятливих зовнішніх умовах, про які було сказано вище, може бути коли розпушуючий зуб 6 встановлений під певним кутом в вертикальній площині, а його опора 7 закріплена вільно, тобто вертикальний палець 9 відсутній (не встановлений) і дана опора може обертатись вільно. Таке обертання опори 7 і зубів 6 забезпечується при входженні зубу в ґрунт і утворенні відповідних реакцій між ними. Після встановлення перед початком роботи оптимального розташування зубів, агрегат починає рухатись, зуби входять в ґрунт і обробляють його. Слід зазначити, що найбільш оптимальною формою розпушуючого зубу для даної борони може бути V-подібна форма.

В результаті проведених досліджень розроблена конструкція садильного апарата розсадосадильної машини [10], основним елементом якого є захват (клапан) кишенькового типу. Він поданий на рис. 2.

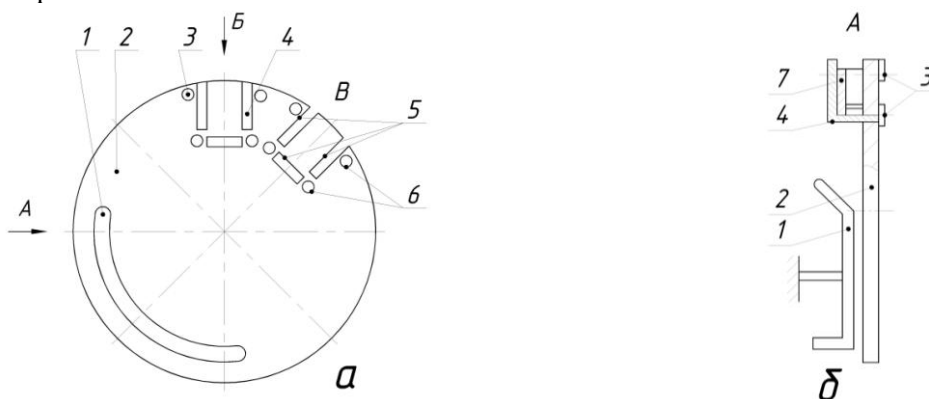


Рисунок 2. Садильний апарат розсадосадильної машини:

а – вигляд збоку; б – вигляд спереду (вид А); 1 – лекало-розкривач; 2 – диск; 3 – упори; 4 – клапан-захват; 5 – прорізи на диску; 6 – отвори на диску; 7 – еластична прокладка

Садильний апарат розсадосадильної машини працює наступним чином. В не затиснутому положенні кожен з клапанів-захватів 4 знаходиться в максимально відсунутому від поверхні диска 2 положенні. При русі розсадосадильної машини та обертанні при цьому диска 2, робітник починає здійснювати подачу розсади до клапану-захвату 4 у будь-якій точці ділянки диску 2 садильного апарату, що знаходиться вище умовної крайньої правої точки. З практичної точки зору найбільшим доцільним місцем подачі розсади є точка В. Робітник вкладає розсаду так, щоб вона була спрямована листками в кишеню клапану-захвату 4 між плоскими напрямними. Об'єм кишені дозволяє розмістити в ній листову частину розсади, а кореневу її частину залишити зовні кишені та диска 2. За рахунок сил тертя листочки розсади зчеплені з внутрішньою порожниною кишені. Посиліює ефект зчеплення еластична прокладка 7. Розсада міцно утримується в клапані-захваті 4 ще і завдяки тому, що умовна лінія дії сили тяжіння розсади проходить в зоні клапана-захвату 4, а не зовні відносно точки її опори. Тому кушук розсади не випадає з клапана-захвату 4, а навпаки при подальшому обертанні диску 2 і відповідного зміщення ліній тяжіння до центру диска 2, самовстановлюється в клапані-захваті 4 і розміщується практично радіально на диску 2. Далі при обертанні диска 2 розсада транспортується ним і продовжує знаходитись в клапані-захваті 4, а при проходженні горизонтальної осевої лінії диска 2 починає контактувати з лекалом-розкривачем 1, тобто найжджає на нього своєю зовнішньою поверхнею, в результаті чого відбувається притискання клапана-захвату 4 і відповідно розсади до диску 2. В затисненому положенні клапан-захват 4 ковзає своєю зовнішньою поверхнею по лекалу-розкривачу 1 до зони розміщення сошника. Там клапан-захват 4 сходить з лекала-розкривача 1 і під дією пружини 8 відходить від диска 2 та відповідно звільнює розсаду, яка входить коренями в борозенку і далі засипається ґрунтом за допомогою прикочуючих котків. Оскільки, як було зазначено вище, конструкція даного садильного апарату дозволяє збільшити довжину ділянки, на якій можливо здійснити вкладання розсади в клапан-захват 4 робітником і, відповідно, збільшується час, що відводиться на виконання вкладання, робітник, навіть без великого досвіду роботи, швидко здійснює вкладання однієї розсади і у нього залишається час і з'являється можливість для негайного вкладання іншої розсади в наступний захват, не чекаючи його розкриття. При цьому розсада, що вложена не зовсім радіально відносно диска далі самовстановлюється в правильне положення.

Також розроблена інша конструкція розсадосадильної машини [11], основою якої є пересувні садильні секції. Схема розсадосадильної машини з пересувними секціями з їх механічним підйомом і механізму пересування секцій подана на рис. 3.

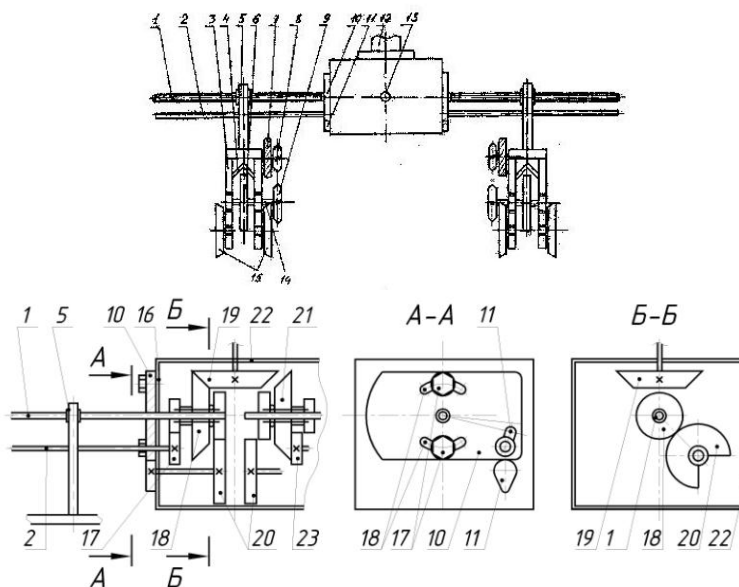


Рисунок 3. Схема розсадосадильної машини з пересувними секціями з їх механічним підйомом: 1 - вали-гвинти; 2 – направляючі; 3 - садильні секції; 4 –сошники; 5 – рами; 6 - диски садильних апаратів; 7 - приводні колеса; 8 - ведучі зірочки; 9 - ведені зірочки; 10 – пластини; 11 – кулачки; 12 - з'єднувальна частина редуктора; 13 – рукоятка; 14 - вали дисків; 15 - прикочуючі колеса; 16 - шпильки кріплення пластин; 17 - ліва шестерня напрямної; 18 - лівий блок-шестерень; 19 - ведуча шестерня; 20 - зубчасті сектори; 21 - правий блок-шестерень; 22 – редуктор; 23 - права шестерня направляючої; 24 - прорізи пластин; 25 - гайки кріплення пластин; 26 - прорізи під напрямну.

Механізм пересування секцій з механічним підйомом працює таким чином. Перед початком роботи, наприклад коли агрегат під'їхав до ділянки, на якій необхідно провести операцію садіння розсади, оператор мотоблока встановлює дану машину в робоче положення. Він вручну за допомогою приводних коліс 7 встановлює необхідну глибину ходу сошників, тобто глибину садіння розсади і механічно необхідну ширину міжрядь. Для виконання останньої операції оператор мотоблока вмикає рукояткою 13 один з блоків-шестерень 18, тобто вводить його в зачеплення з ведучою шестернею 19, лівою шестернею напрямної 17 і зубчастим сектором 20, при цьому другий блок-шестерень 21 в цей момент не знаходиться в зачепленні, далі вмикає вал відбору потужності (ВВП), поступово відпускає зчеплення мотоблока і, таким чином, починається процес одночасного механічного підйому і переміщення секції 3 в необхідну сторону. Підйом секції здійснюється за рахунок передачі крутного моменту через зачеплення однієї з циліндричних шестерень блок-шестерень 18 з зубчастим сектором 20. При обертанні зубчастого сектора 20 кулачок 11 також повертається і піднімає, таким чином, пластину 10 і відповідно напрямну 2, що призводить до підняття рами 5 і всієї садильної секції 3 з сошником 4 і відповідно виглибленню сошника з ґрунту (якщо перед тим він був занурений в ґрунт). Причому підйом секції 3 буде відбуватись до того моменту, поки зубчастий сектор 20 не повернеться до кінця своєї робочої (зубчастої) частини. Далі він не буде обертатись, а буде тільки контактувати одним зубом з однією з шестерень блоку-шестерень 18, яка в свою чергу продовжує обертатись. Переміщення рами 5 секції 3 здійснюється за рахунок передачі крутного моменту через зчеплення ведучої шестерні 19 з кінцевою шестернею блоку-шестерень 18 і далі через ведений вал-гвинт 1 на гайку (передача гвинт-гайка) рами 5. В той же час за рахунок передачі крутного моменту через зчеплення циліндричної шестерні блоку-шестерень 18 з шестернею 17 здійснюється обертання напрямної 2, що сприяє кращому переміщенню секції 3 по даній напрямній за рахунок зменшення сил зчеплення між їх поверхнями, а також очищення поверхні напрямної від пилу і частинок ґрунту, що можуть налипати на її поверхню. При досягненні необхідного положення секції 3 оператор вмикає ВВП, виводить рукояткою блок-шестерень з зачеплення (вмикає його) і секція під дією власної ваги опускається на ґрунт. При цьому пластина 10, напрямна 2, кулачок 11 з зубчастим сектором 20 повертаються в початкове положення. Для встановлення в необхідне положення другої садильної секції оператор мотоблока робить всі такі самі дії, використовуючи аналогічні елементи кріплення другої секції. Для переміщення кожної садильної секції в зворотному напрямку оператор використовує реверсивний механізм, що передбачений конструкцією мотоблока. Далі оператор вмикає робочу швидкість мотоблока (трактора), агрегат починає рухатись, сошники 4 під дією власної ваги секції входять в ґрунт на глибину, що встановлена попередньо за допомогою приводного колеса, виконують борозенку, до якої системою робочих органів садильної секції транспортується розсада і, таким чином, відбувається процес садіння розсади. При необхідності зміни ширини міжрядь, тобто відстані між секціями або зміни положення секцій відносно поздовжньої осі агрегату безпосередньо під час роботи на даній ділянці, чи при переїзді з однієї ділянки на іншу, оператор мотоблока (трактора) зупиняє агрегат і виконує на даному місці всі дії, що аналогічні діям по встановленню агрегату в робоче положення перед початком роботи. Проріз 26 в бічній стінці корпусу редуктора 22 служить для вільного ходу напрямної 2 при її підйомі. Тобто при здійсненні тиску на неї пластину 10 при повороті кулачка 11. Кулачок 11 і зубчастий сектор 20 встановлені на валу таким чином, що при повертанні даного валу в будь-яку сторону кулачок завжди буде штовхати пластину 10 вгору і, таким чином, завжди буде здійснюватись процес підйому напрямної 2 і відповідно рами 5 з всією секцією 3 до моменту повороту до кінця робочої (зубчастої) частини зубчастого сектора 20.

Дослідження в напрямку фрез для обробітку ґрунту дозволили розробити сферичну фрезу для обробітку ґрунту [12], яка подана на рис. 4.

Дана сферична фреза працює так. Перед початком роботи ґрунтові ножі 3 встановлюють і фіксують контргайкою 4 таким чином, щоб вони утворили поверхню (якщо рахувати по кінцях ножів), яка необхідна для даних умов роботи. На рис. 4 – це окружність. При роботі фреза через ланцюгову передачу і зірочки 1 приводиться в рух, ножі 3 входять в ґрунт і обробляють його, не пошкоджуючи при цьому корені рослин. При в'їзді на схил ($\alpha \leq 20^\circ$) фрезу (агрегат) можна дещо змістити в бік (на рис. 4, б фреза зміщена в бік верхньої частини схилу), при цьому корені рослин і самі рослини знов не пошкоджуються. При застосуванні в аналогічних умовах циліндричної ґрунтової фрези з такою самою шириною захвата, профіль обробленої поверхні виходить прямокутним, що призводить до пошкодження коренів рослин. Слід зазначити, що коли ґрунтові ножі 3 встановлені так, що утворюють окружність, то в такому випадку виходить і мінімальна при

даній ширині захвату площа перерізу обробленої частини ґрунту і, відповідно, досягнення мінімальних енергозатрат агрегату, що особливо важливо при агрегуванні фрези з малогабаритними (малопотужними) тракторами.

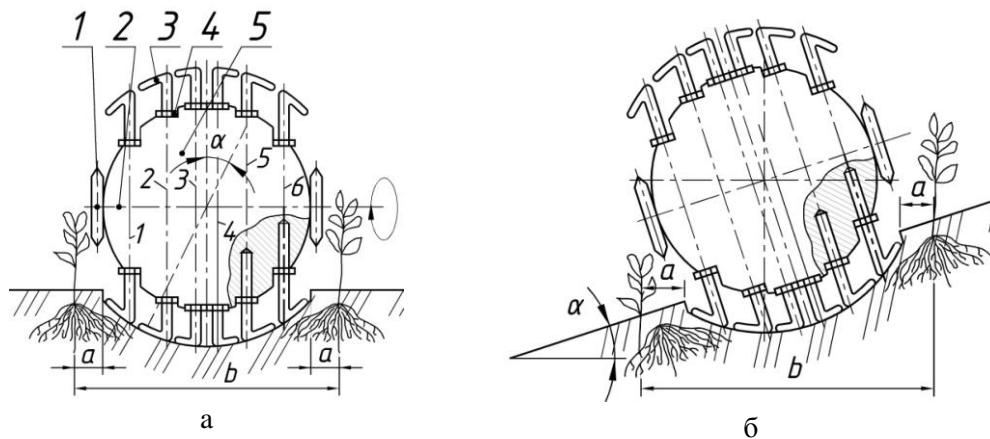


Рисунок 4. Сферична фреза для обробітку ґрунту:

а – при роботі на рівнині; б – при роботі на схилі; 1 – зірочки; 2 – вал; 3 – ґрунтові ножі; 4 – контрґайки; 5 – кульова поверхня тіла фрези для кріплення ґрунтових ножів 3, що також розміщена на валу 2.

Також розроблений стабілізуючий пристрій з плужними корпусами до мотоблока [13], який поданий на рис. 5. Стабілізуючий пристрій з плужними корпусами працює наступним чином. Перед початком роботи в залежності від умов роботи встановлюють оптимальну довжину повідка 3. При русі мотоблока по рівній поверхні плужні корпуси встановлені в піднятому положенні. При в'їзді мотоблока на поперечний відносно напрямку руху схил, за допомогою рукоятки 11 поводок 3 зі штангою 2 опускають таким чином, що верхній по схилу плужний корпус 1 занурюється в ґрунт, в той час як другий корпус займає положення над поверхнею ґрунту з мінімальним зазором. При русі мотоблока плужний корпус 1, що занурений в ґрунт, створює поворотний момент, що направлений проти моменту, що створюється боковою складовою маси мотоблока та направлений вниз по схилу, що сприяє підвищенню стійкості та прямолінійному напрямку руху мотоблока. Найбільш важливою функцією плужних корпусів 1 є нарізання канавки, по якій пересувається верхнє по схилу колесо 10 мотоблока та одночасно перенос ґрунту і створення гребеня під нижнім по схилу колесом мотоблока. При цьому в даному процесі беруть участь обидва плужних корпуси 1 з зчленованим полицями, оскільки верхній по схилу плужний корпус відкидає і передає одержаний ним при нарізання канавки ґрунт на другий плужний корпус, що встановлюється таким чином, щоб з нього даний ґрунт потрапляв на поверхню схилу, утворюючи гребінь під нижнім по схилу колесом мотоблока. Плужні корпуси 1 утворюють канавку такої глибини та, відповідно, гребінь такої висоти, що мотоблок займає горизонтальне положення на поперечному схилі, при якому вплив бокової складової маси на опорні колеса 10 мотоблока повністю усувається. Проте необхідність в такому розташування агрегату виникає лише в особливих випадках, а саме при наявності крутих схилів і легких за механічним складом ґрунтів. В більшості випадків необхідно зменшити кут розташування агрегату по відношенню до кута схилу, що дозволить зберегти курсову стійкість агрегату та забезпечити мінімальне пошкодження ґрунту і мінімальний тяговий опір агрегату.

При русі мотоблока в зворотному напрямку плужні корпуси 1 обмінюються функціями при збереженні свого місцезнаходження. При зміні крутості схилу чи інших зовнішніх умов роботи (твердість ґрунту, каміння, перепони) оператор мотоблока за допомогою рукоятки 11 та троса 9 опускає чи піднімає поводок 3, регулюючи тим самим глибину занурення плужного корпусу 1 в ґрунт. Створені перед колесами 10 мотоблока канавки та гребінь на поверхні ґрунту далі вирівнюються робочими органами 12 (ґрунтова фреза), що встановлені позаду мотоблока.

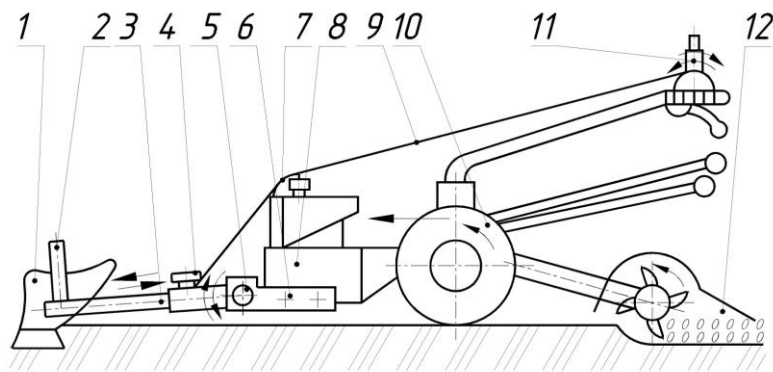


Рисунок 5. Стабілізуючий пристрій з плужними корпусами до мотоблока:

1 – плужні корпуси; 2 – штанга; 3 – телескопічний поводок; 4 – фіксатор; 5 – шарнір; 6 – кронштейни; 7 – направляючий щиток; 8 – рама мотоблока; 9 – трос; 10 – колеса мотоблока; 11 – рукоятки управління пристроєм (храповий механізм); 12 – робочі органи.

Таким чином на підставі викладеного можна зробити наступні **висновки**:

1. Серійні великогабаритні агрегати для основного, передпосівного і міжрядного обробітку ґрунту, садильні машини, а також малогабаритні агрегати, призначені для роботи в рівнинних умовах не можуть працювати якісно, задовольняючи всім агротехнічним вимогам при виконанні відповідних операцій (для виконання яких призначений кожний з агрегатів) в умовах схилів, а саме на поперечних схилах, дрібноконтурних ділянках, нерівному рельєфі, важких ґрунтах.

2. Для роботи в даних умовах найбільш придатними є малогабаритні агрегати, які необхідно оснащувати відповідними робочими органами для виконання відповідної операції і для стабілізації напрямку руху (або які поєднують виконання основної операції і стабілізацію руху).

3. З аналізу відомих конструкцій агрегатів для основного, передпосівного і міжрядного обробітку ґрунту, садильних агрегатів встановлено, що в умовах схилів найбільш перспективними є мотоблок або малогабаритний трактор в агрегаті з плугом з гнучкою бороною, з розсадосадильною машиною з пересувними секціями і садильним апаратом з захватами кишенькового типу, з сферичною ґрунтовою фрезою, які обладнані стабілізуючими пристроями з передплужником.

4. З врахуванням ґрунтово-кліматичних умов схилів запропоновані нові конструкції малогабаритних агрегатів для основного і передпосівного обробітку ґрунту, садильного агрегату, агрегату для міжрядного обробітку ґрунту, які здатні якісно виконувати відповідні операції і дотримуватися заданого напрямку руху на поперечному схилі.

1. Білоусько Я.К. 2007. Проблеми реалізації технічної політики в промисловому комплексі. – К.: Ін-т аграр. економіки. – 216 с.

2. Бойко А.І. 2003. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин. – К.: Урожай. – 203 с.

3. Вилде А.А. 2005. Технично-економічна і екологічна оцінка сучасних комбінированих агрегатів для суміщення обробки ґрунту, внесення добрив і посіву // Збірник наукових праць ВДАУ. № 23. – Вінниця. – С. 232-238.

4. Вилде А.А. 1986. Комбінированні ґрунтообробні машини. – Л.: Агропромиздат. – 128 с.

5. Гринь О.М. 1990. Механізація виробництва овочів. – К.: Урожай. – 185 с.

6. Логутенко Э.П. 1981. Сфера застосування і особливості конструкції зарубіжних малогабаритних тракторів // Трактори і сільхозмашини. № 1. – С. 30.

7. Сайко В. 2008. Актуальні проблеми землеробства: простих шляхів мінімізації обробітку ґрунту не буває // Техніка АПК. №11 - С. 8 – 14.

8. Сисолін П. 2008. Українська земля – багатство держави // Техніка АПК. №10. - С. 6 – 7.

9. Пат. № 67581 Україна, МКВ А01В 49/02. Борода гнучка з регульованими зубами / М.В. Усенко та ін. – № 2003109746. Заявл. 30.10.2003. Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.

10. Пат. № 79791 Україна, МКВ А01С 11/02. Садильний апарат розсадосадильної машини / М.В. Усенко та ін. – № 20041210661. Заявл. 24.12.2004. Опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11.

11. Пат. № 74989 Україна, МКВ А01С 11/02, А01В 15/20. Розсадосадильна машина / М.В. Усенко та ін. – № 20041008582. Заявл. 12.10.2004. Опубл. 15.02.2006, Бюл. № 2.

12. Пат. № 12511 Україна, МКВ А01В 33/08. Сферична фреза для обробки ґрунту / М.В. Усенко та ін. – № 93005435. Заявл. 25.06.93. Опубл. 28.02.97, Бюл. № 1.

Усенко М.В., Обоснование усовершенствования рабочих органов малогабаритных машин для выращивания однолетних культур на склонах. В статье приведены результаты анализа конструкций существующих серийных крупногабаритных агрегатов для основной, предпосевной и междурядной обработок почвы, посадочных машин, а также малогабаритных агрегатов, предназначенных для работы в равнинных условиях. Предложено использование для условий склонов мотоблока или малогабаритного трактора в агрегате с плугом с гибкой бороной, с рассадопосадочной машиной с передвижными секциями и посадочным аппаратом с захватами карманного типа, со сферической почвенной фрезой, которые оснащены стабилизирующими устройствами с предплужником.

Ключові слова: рассада, почва, плуг, склон, гибкая борона, рассадопосадочная машина, почвенная фреза, стабилизирующее устройство, направление движения

Usenko M., Substantiation of improvement of small-sized machines tools for annual crops growing on the slopes.

Basic positive and negative factors which influence on fertility of soils and, accordingly, on the productivity of one-year cultures which are cultivated on these soils, on high-quality work of agricultural machines in the conditions of plain and especially on slopes, are established. It is shown on this basis that for the increase of efficiency of plant-grower most perspective as it applies to these conditions of work is a complex of small-sized machines of improved constructions. Chosen and grounded the construction of machines that comprise the complex of small-sized machines, namely: planting machines, machines for cultivate a soil and stabilizing workings bodies for work on the slopes. Chosen parameters of workings bodies for planting of plant, cultivate of soil, stabilizing of direction of motion in the conditions of slopes. New workings bodies with the specified characteristics are created: combined machine for basic cultivate of soil, planting machine with the planting mechanism of disk type, machines for tillage with spherical milling cutter, stabilizing devices as a jointer. Technical decisions, providing creation of these constructions of machines, are founded.

These developments are protected by the patents of Ukraine on an invention.

Implementation of the developed workings bodies will allow to simplifying technology and complex of machines for executing of operations on growing of one-year cultures in the conditions of slopes, to decrease the expenses of labour on these operations.

Keywords: seeding, soil, plough, slope, flexible harrow, planting machine, soil milling cutter, stabilizing device, direction of motion

Стаття надійшла в редакцію 14.05.2014 р.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РЕСУРСООЩАДНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВИСІВУ НАСІННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ЇЇ РЕАЛІЗАЦІЇ

М.С.Шведик

Луцький національний технічний університет, м.Луцьк

У статті наведено результати розробки нової ресурсоощадної технології сівби, яка забезпечує найбільш сприятливі умови для проростання насіння зернових колосових культур у свіжозораному ґрунті та створює несприятливі умови для проростання насіння бур'янів, завдяки чому врожайність підвищується на 8...13 ц/га, а також конструктивні схеми технічних засобів для її реалізації за один прохід агрегату та аналітичні вирази для визначення сили присмокування насіння до комірчин висівних елементів.

Ключові слова: рівномірний розподіл, площа живлення, свіжозораний ґрунт, рядки, ущільнення, сівба, насіння, поверхневий шар, синтез, висівний апарат, сила присмокування, ґрунтообробно-посівна секція

Постановка проблеми. В сучасних умовах економічного розвитку України для всіх сільськогосподарських підприємств ресурсозбереження є актуальною проблемою, яка особливо загострилась внаслідок прояву трьох чинників: зниження трудових ресурсів, збільшення вартості енергоносіїв та підвищення конкурентної боротьби з реалізації вирощеної продукції як на внутрішньому, так і на зовнішніх ринках [1]. З усього комплексу найбільш затратних операцій в аграрній галузі є сівба сільськогосподарських культур [2,3], яка вимагає багаторазового проходу по одному й тому ж полю різних агрегатів необхідних для проведення оранки, двох культиваций, сівби, а при необхідності до і післяпосівного прикочування. Це є основною причиною, яка призводить не тільки до напружень у виконанні осінньо-польових робіт і затягуванні строків сівби, а й до зайвих трудових і фінансових затрат. Так, аналіз структури собівартості посівних робіт показує, що майже 50% від усіх затрат, а у окремих господарствах більше 60%, припадає на паливо-мастильні матеріали. Це свідчить про те, що традиційні технології сівби зернових культур є дуже енергозатратними.

При цьому в технологічному процесі підготовки ґрунту до сівби необхідно після оранки обов'язково витримати період з 3...5 тижнів, який необхідний для природного само осідання ґрунту, оскільки внаслідок руйнування капілярної системи припиняється підйом вологи з нижніх шарів до насіння, що негативно позначається на його проростанні. Окрім цього, під час само осідання ґрунту, відбувається обрив коренів після проростання насіння та випирання (оголення) їх вузла куштиння, що призводить до зниження їх життєдіяльності і навіть загибелі.

Очевидно, що сучасний спосіб сівби повинен задовольняти всі агротехнічні вимоги, які найбільш повно враховують біологічні особливості зернових колосових культур. Такими основними вимогами є: рівномірне розміщення насіння по площі поля [4,5], формування твердого насінневого ложа [6] і загортання насіння на однакову глибину [7,8,9] та висів насіння і туків в різних ярусах [10]. На нашу думку до цих вимог варто віднести і вимогу укладання насінини зародком нижче власного центра ваги [11], а також диференційованої подачі ґрунтової вологи до орного шару, який передбачає її максимальний приплив в рядки з насінням, і мінімальний в міжряддя, де знаходиться насіння бур'янів [12]. Однак ні один з відомих способів сівби не задовольняє в повній мірі цих вимог.

Одним з резервів, що дозволяє підвищити врожайність зернових колосових культур і знизити собівартість виробництва зерна, є точний висів [13]. Для його здійснення як в Україні, так і за рубежом, активно ведуться розробки зі створення високоефективного висівного апарата. Найбільш перспективним апаратом для точного висіву зернових колосових культур є пневмомеханічний апарат барабанного типу, який забезпечує централізований висів насіння по ширині захвату сівалки [14,15]. Однак треба зазначити, що серйозною і поки що невирішеною проблемою, яка стримує впровадження точного висіву насіння зернових колосових культур з міжряддями менше 0,1 м, є залипання сошників ґрунтом, внаслідок чого висів взагалі припиняється [6].

На нашу думку задовольнити всі вищезначені вимоги можна при умові розробки нової ресурсоощадної технології висіву насіння зернових культур у свіжозораний ґрунт, яка забезпечить в ньому такі ж самі сприятливі умови для проростання насіння та наступного розвитку і життєдіяльності рослин, що створюються після повного осідання ґрунту, а також розробки технічних засобів для її реалізації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел з питань основного і передпосівного обробітку ґрунту та висіву насіння і туків показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [1,2,3,4,5,6,7,8,9] розроблені і запропоновані сільськогосподарському виробництву відповідні рекомендації. Але ці рекомендації стосуються насамперед щодо втілення організаційних і технічних заходів, зокрема таких як вибору оптимального значення глибини, термінів і способів обробітку ґрунту та сівби, застосування відповідного набору одно операційних ґрунтообробних машин для їх реалізації, і лише частково таких технологій сівби, що ґрунтуються на нульовому або мінімальному обробітку ґрунту, або застосуванні прямого посіву. В той же час агротехнічні заходи ще не вичерпали всіх своїх можливостей і не стільки в питаннях скорочення технологічних операцій, скільки в питаннях регулювання водно-повітряного режиму ґрунтів, раціонального використання вологи в період проростання насіння зернових колосових культур та подальшого їх росту і розвитку, і зокрема щодо висіву насіння в свіжозораний ґрунт.

Метою роботи є розробка ресурсоощадної технології висіву насіння зернових колосових культур і технічних засобів для її реалізації.

Результати досліджень. Очевидно, що усунути недоліки, які мають місце в існуючих технологіях сівби, можна тільки одним шляхом – розробкою нової ресурсоощадної технології висіву насіння, яка забезпечить найбільш рівномірний розподіл насіння по площі поля та його висів у свіжозораний ґрунт з одночасним ущільненням в рядках і з стабілізацією водно-повітряного режиму в кореневому шарі, а також технічних засобів для її реалізації за один прохід агрегату.

На нашу думку рівномірне розміщення насіння по площі поля забезпечується тільки за умови його вкладання у вершинах квадрата або рівностороннього трикутника, рис.1.

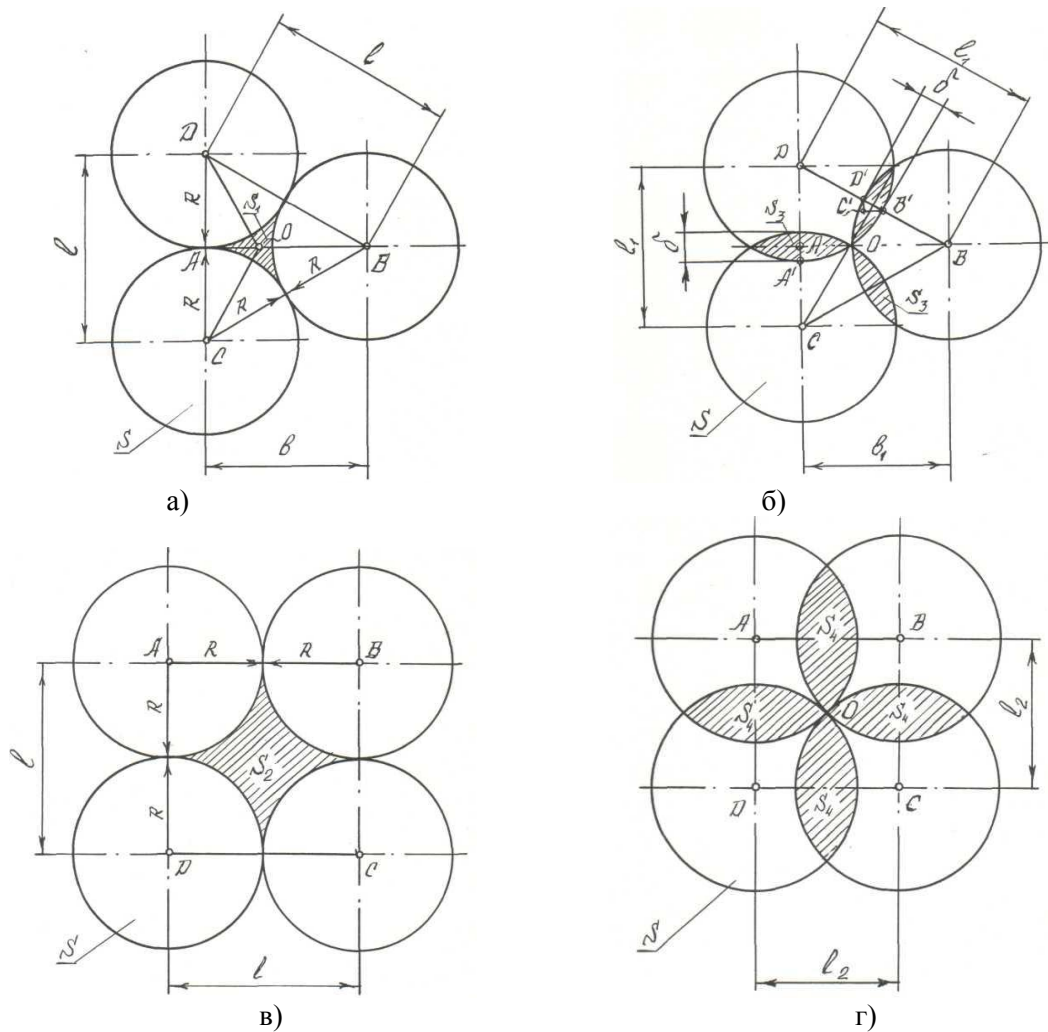


Рисунок 1. Схема укладання насіння при пунктирному (квадратному - а,б) і координатно-однозерновому (в,г) способі висіву

Порівняльний аналіз схем розміщення насіння показав, що у разі точного їх розміщення на поверхні поля кожна рослина матиме рівну за величиною площу живлення S - круг, оскільки рівні радіуси R . У випадку оптимального значення площі живлення коренева система рослин не виходитиме за межі своєї площі живлення S . Проте між ними утворюється незайнята зона (площа) S_1 і S_2 , значення кожної з яких можна визначити за формулами:

- для насіння укладеного у вершинах рівностороннього трикутника $S_1 = R^2(\sqrt{3} - \frac{\pi}{2})$ або з урахуванням того, що $R = l/2$, де l - відстань між насінням:

$$S_1 = \frac{l^2}{4}(\sqrt{3} - \frac{\pi}{2}) = 0,04 \cdot l^2;$$

-, де l - відстань між насінням:

для насіння, укладеного у вершинах квадрата $S_2 = R^2(4 - \pi)$ або з урахуванням того, що $R = l/2$

$$S_2 = \frac{l^2}{4}(4 - \pi) = 0,215 \cdot l^2.$$

Відношення зон $\frac{S_1}{S_2} = \frac{0,04 \cdot l^2}{0,215 \cdot l^2} = 0,186$ і свідчить про те, що S_1 в 5,5 рази менше S_2 .

Якщо фактична площа живлення рослин $S_{\text{ф}}$ менше оптимальної $S_{\text{опт}}$, то для таких рослин не вистачатиме поживних речовин, а тому коренева система проникатиме в зону живлення інших рослин і буде пригноблювати їх. При цьому площа незайнятої зони S_1 і S_2 буде зменшуватись, а площа взаємного перетину S_3 і S_4 двох рослин, навпаки, буде збільшуватись. Подальше зменшення відстані між насінням відповідно веде до зменшення площі живлення і різкого збільшення площі взаємного перетину S_3 і S_4 , рис.1б і рис.1г. З наведеної схеми видно, що площа взаємного проникнення кореневої системи досягне свого максимально допустимого значення у момент перетину кіл в точці O . В цьому випадку незаймана зона S_1 і S_2 рівна нулю. При цьому значення площі, утвореної перетином двох кіл, можна визначити за виразами:

- для насіння укладеного у вершинах рівностороннього трикутника $S_3 = R_0^2 \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right)$ або з урахуванням того, що $R_0 = l/\sqrt{3}$, де l - відстань між насінням:

$$S_3 = \frac{l^2}{3} \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right) = 0,06 \cdot l^2;$$

- для насіння, укладеного у вершинах квадрата $S_4 = R_0^2 \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)$ або з урахуванням того, що $R_0 = l/\sqrt{2}$, де l - відстань між насінням:

$$S_4 = \frac{l^2}{2} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) = 0,285 \cdot l^2.$$

Відношення площ $\frac{S_3}{S_4} = \frac{0,06 \cdot l^2}{0,285 \cdot l^2} = 0,21$ і свідчить про те, що площа взаємного

проникнення коріння при розміщенні насіння у вершинах рівностороннього трикутника в 5 разів менше, ніж при їх укладанні у вершинах квадрата. Оцінити якість точності укладання насіння вздовж рядка і ширині міжрядь можна за граничним відхиленням фактичної відстані l_1 і l_2 між насінням від ідеальної відстані l . Отже, межі такого відхилення, будуть визначатись площею взаємного проникнення кореневої системи. Для зручності позначимо це відхилення вздовж рядка символом δ , а по ширині міжрядь символом δ_1 , і назвемо його граничним відхиленням точності вкладання насіння. За нашими даними нерівномірність точного висіву δ вздовж рядка і ширині міжрядь не залежить від площі живлення рослин і її максимальне значення становить 13,4%.

Очевидно, що розв'язати таку складну задачу, як забезпечення рівномірного розподілу

насіння по площі поля, можна тільки за допомогою синтезу, взявши при цьому за основу пневмомеханічний висівний апарат барабанного типу з горизонтальною віссю обертання, основними конструктивними параметрами якого є діаметр D і довжина L барабана.

На нашу думку в основу синтезу висівних апаратів необхідно покласти метод перетворень і трансформації, що використовується при побудові геометричних тіл. Для цього на осі Ox координатної системи $XOYZ$, що наведена на рис.2, покажемо схематичне зображення висівного елемента у вигляді циліндра і прийmemo його за вихідне положення 1.

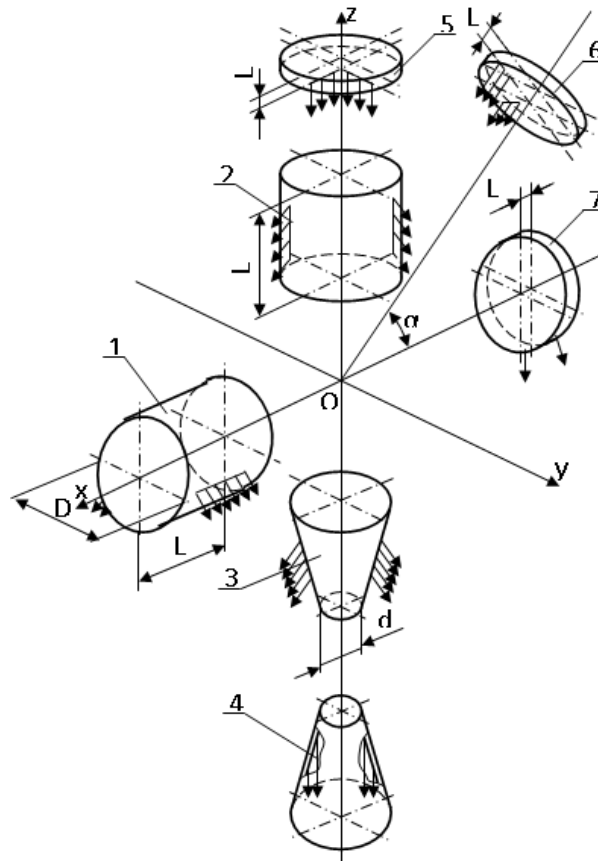


Рисунок 2. Схема синтезу пневмомеханічних висівних апаратів
* стрілками позначено потоки висіву насіння

Основними обмеженнями, що накладаються на об'єкт синтезу є:

- 1) форма висівного елемента – циліндр, конус, диск;
- 2) місце розміщення комірчин на поверхні висівного елемента – зовнішнє, внутрішнє;
- 3) розташування осі висівного елемента в просторі – горизонтальне, вертикальне, нахилене;
- 4) місце розташування зони розвантаження комірчин – нижнє, бічне, торцьове.

За основний критерій, який оцінює ефективність розробки, можна прийняти коефіцієнт заповнення комірчин насінням та їх розвантаження

$$\delta = \frac{n}{100},$$

де n – кількість висіяних насінин, що припадають на 100 послідовно пройдених комірчин через зону висіву, шт.

В ідеальному варіанті $\delta = 1$, а тому високоефективним можна вважати такий апарат, який забезпечує 100% заповнення комірчин насінням і відповідно насіння в рядку вклатиметься без пропусків. В якості додаткових показників, що визначають ефективність розробки, можна прийняти енергомісткість процесу, тобто глибину розрідження H (H/m^2), що створюється в апараті та питому матеріаломісткість

$$M = \frac{m_a}{10^4 \cdot B}, \text{ кг/м}$$

де m_a – маса висівного апарата, кг; B – ширина захвату сівалки (висівного апарата), м.

З наведеної схеми видно, що при повороті висівного елемента на 90° він займе положення 2 і перетвориться у висівний елемент з вертикальною віссю обертання OZ . При цьому зони розвантаження комірчин, виконаних на зовнішній поверхні висівного елемента, будуть розміщуватись симетрично по боках циліндра, що дає можливість зменшити матеріаломісткість його конструкції. Однак умови розвантаження комірчин будуть дещо гірші, ніж в положенні 1.

При збільшенні діаметра D верхньої основи циліндра, що знаходиться в положенні 2, твірна висівного елемента відхилитиметься від вертикальної осі на кут γ і описуватиме поверхню, яка трансформується з циліндричної в конічну. Таким чином циліндричний висівний елемент з вертикальною віссю обертання трансформується в конічний висівний елемент, менша основа якого спрямована до низу, положення 3. При цьому умови розвантаження комірчин поліпшуються і є можливість зменшити матеріаломісткість конструкції висівного апарата, оскільки зберігається як і у варіанті 2 бокове розвантаження комірчин.

При зменшенні діаметра D верхньої основи циліндра (положення 2) висівний елемент також трансформується в конічну форму, але його менша основа спрямована вгору, положення 4. При цьому комірчини доцільно розмістити на внутрішній поверхні висівного елемента, що сприяє заповненню комірчин насінням та зменшенню енерговитрат для створення розрідження. При цьому за рахунок установки в середині висівного елемента насінневловлювачів зберігається бокове розвантаження комірчин, що також дає можливість зменшити матеріаломісткість висівного апарата.

Зменшення довжини L циліндра і виконання комірчин на його нижній основі або циліндричній поверхні перетворює циліндричний висівний елемент в якісно новий – дисковий, який може мати три виконання – з вертикальною віссю обертання, нахиленою і горизонтальною. Дисковий апарат з вертикальною віссю обертання (положення 5) забезпечує симетричне розміщення зон заповнення комірчин та їх розвантаження. Але горизонтальне розміщення диска з нижнім заповненням комірчин погіршує умови для входження насіння в комірчини. Нахил осі обертання диска (положення 6) поліпшує умови заповнення комірчин насінням і дає можливість для влаштування кількох зон розвантаження комірчин за межами бункера.

Дисковий апарат з горизонтальною віссю обертання (положення 7) забезпечує якісний точний висів насіння, але тільки в один рядок, а тому він не викликає інтересу для висіву насіння зернових колосових культур, оскільки через габаритні розміри не придатний для вузькорядної сівби. Такі апарати широко застосовуються для висіву насіння тільки просапних і овочевих культур.

Таким чином проведені дослідження показали, що пневмомеханічні барабанні висівні апарати можуть бути тільки шести типів. Розроблені нами схеми висівних апаратів наведені на рис.3 (1 – барабанний апарат з горизонтальною віссю обертання; 2 – барабанний апарат з вертикальною віссю обертання і комірчинами розміщеними на його зовнішній поверхні; 5 – барабанний апарат з вертикальною віссю обертання і комірчинами розміщеними на його нижній основі; 6 – барабанний апарат з нахиленою віссю обертання і комірчинами розміщеними на його нижній основі; 3 – барабанний апарат з вертикальною віссю обертання і комірчинами розміщеними на зовнішній поверхні конуса; 4 – барабанний апарат з вертикальною віссю обертання і комірчинами розміщеними на внутрішній поверхні конуса. Принцип роботи таких апаратів ґрунтується на присмоктванні насіння до комірчин за рахунок розрідження, що створюється всередині висівного елемента і виносу їх із зони заповнення в зону висіву, звідки воно спрямовується до сошників.

Аналіз робочого процесу таких апаратів показує, що основним параметром, який впливає на якість однозернового відбору і виносу насіння в зону висіву, є сила присмокткування. Для визначення сили присмокткування розглянемо схеми рівноваги сил (рис.4), що діють на насінину при обертанні кожного з наведених висівних елементів в суцільному зерновому шарі. З наведеної схеми видно, що для барабанного і дискового апаратів значення сил в різних точках буде змінюватись.

Найбільш характерними точками траєкторії руху насіння для цих типів апаратів є точки $KMQL$

(для барабанного з горизонтальною віссю обертання) і $ABCD$ (для дискового з нахиленою віссю обертання), в яких значення сил змінюється в залежності від висоти зернового шару.

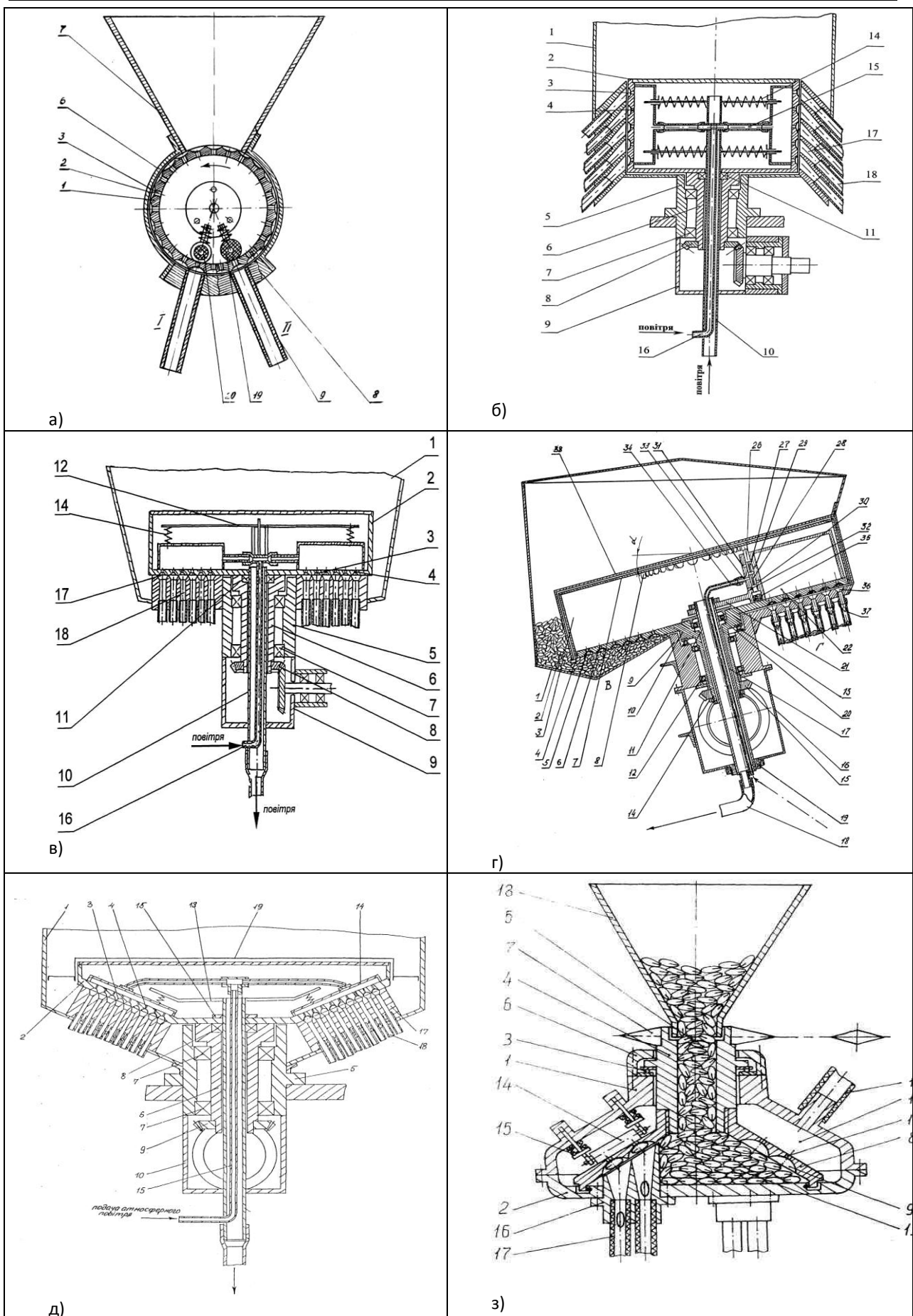


Рисунок 3. Схеми пневмомеханічних апаратів барабанного типу централізованого висіву

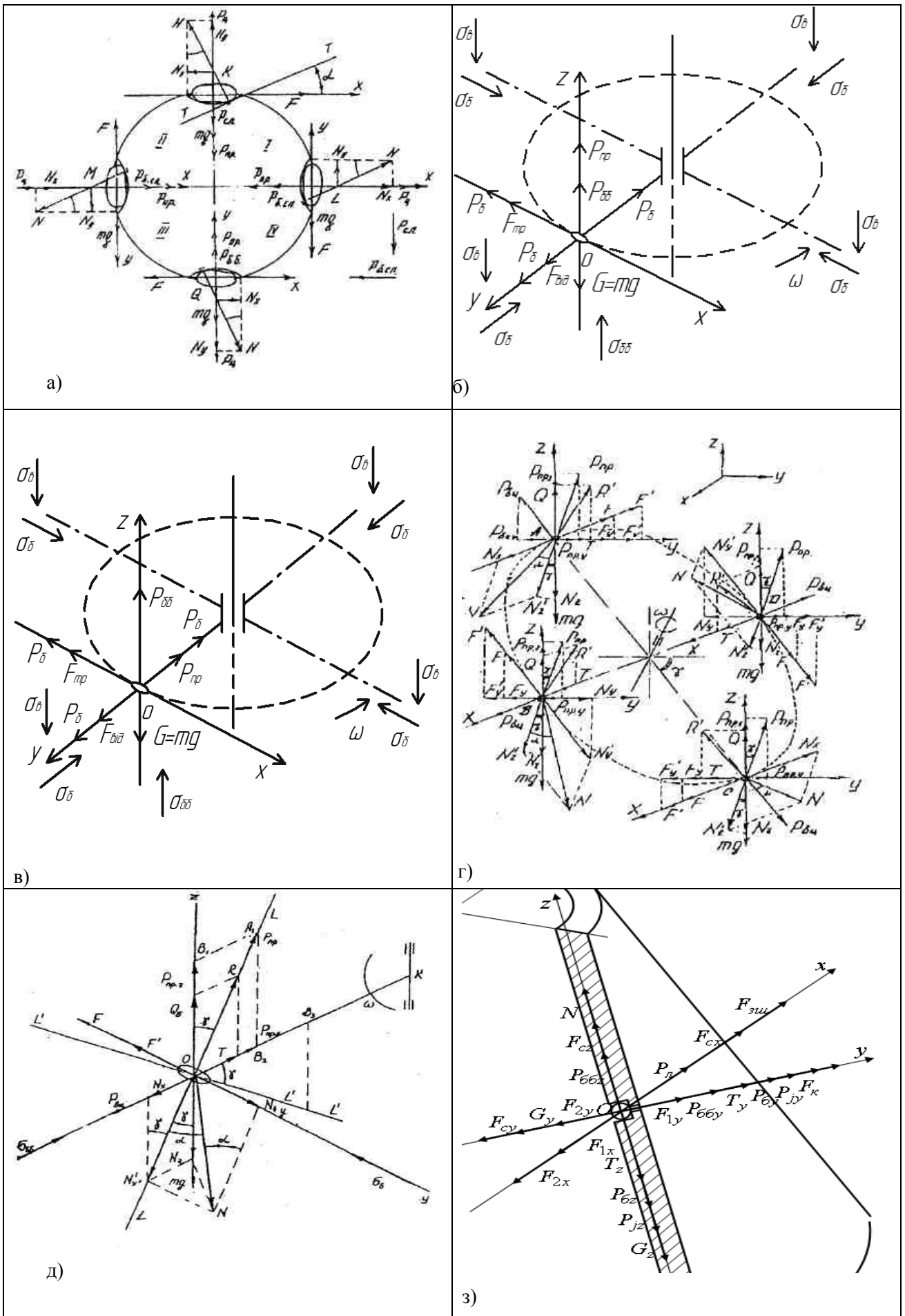


Рисунок 4. Схеми рівноваги сил, що діють на насініну при її обертанні в зерновому шарі

Для апарата з конічним висівним елементом та барабанного і дискового з вертикальною віссю обертання в будь якій точці траєкторії руху насіння значення сил буде сталим.

Записавши умову рівноваги сил в кожній із зазначених точок у вигляді системи трьох рівнянь після їх розв'язку отримаємо відповідні рівняння, які дають можливість визначити значення сили присмокування в найбільш характерних точках:

- для апарата барабанного типу з горизонтальною віссю обертання і зовнішнім розміщенням комірчин (точка Q):

$$P_{np} = m \cdot \omega^2 \cdot R + \varepsilon' \cdot n' \cdot K_{\delta} \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \left(\frac{1}{2} \pi \cdot r^2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha - \varepsilon' \cdot l_2 \cdot a \right) + mg, \quad (1)$$

де m – маса насіння; ω – кутова швидкість обертання барабана; R – радіус кола, що описує центр комірчини; ε' – коефіцієнт бокового розпору насіння; n' – коефіцієнт, який враховує вертикальні сили тертя насіння об стінки бункера (коефіцієнт зависання); K_{δ} – поправний коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження; ρ – насипна щільність насіння; g – прискорення вільного падіння; h – глибина розміщення точки прикладання тиску під шаром насіння (висота шару насіння в бункері); $\pi = 3,14$; r – радіус поперечного перерізу насіння; α – кут відхилення дотичної до основи комірчини в точці дотику; l_2 – довжина насіння; a – ширина насіння.

- для апарата барабанного типу з вертикальною віссю обертання і розміщенням комірчин на зовнішній поверхні барабана (точка O):

$$P_{np} = m \cdot \omega^2 \cdot R + \pi \cdot r^2 \cdot l \cdot f \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot K_{\delta} \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \left[\left\{ \frac{(\sin \alpha + f \cos \alpha)(b + f_1 \cdot a)}{f \cdot R} - (\sin \gamma + f_1 \cos \gamma) \right\} + \frac{(b + f \cdot a)}{f \cdot R} (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) - (\cos \gamma - f_1 \cdot \sin \gamma) \right] + G \frac{\sin \beta - f \cdot \cos \beta}{\cos \beta + f \cdot \sin \beta}, \quad (2)$$

тут l – піввісь насіння-еліпса; f – коефіцієнт тертя насіння об насіння; f_1 – коефіцієнт тертя насіння об поверхню комірчини; β – кут, який утворює дотична до насіння і комірчини у точці E з твірною циліндра; γ – кут, який утворює дотична до насіння у точці контакту з насінною;

- для апарата барабанного типу з вертикальною віссю обертання і розміщенням комірчин на нижній основі барабана:

$$P_{np} = m \cdot \left(g - \frac{\omega^2 \cdot R \cdot (f \cdot \sin \beta - \cos \beta)}{f \cdot \cos \beta + \sin \beta} \right) - (\varepsilon')^2 \cdot n' \cdot K_{\delta} \cdot \rho \cdot g \cdot h \times \\ \times \left[l \cdot b + \left(f \cdot l \cdot b + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^2 \right) \cdot \frac{f_1 \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}{f_1 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha} \right], \quad (3)$$

тут f – коефіцієнт тертя насіння об насіння; f_1 – коефіцієнт тертя насіння об поверхню комірчини.

- для апарата барабанного типу з нахиленою віссю обертання і розміщенням комірчин на нижній основі барабана (точка C):

$$P = \frac{1}{\sin \gamma \cdot \cos \gamma} \left\{ m \cdot (\omega^2 \cdot R \cdot \cos \gamma + g) + r \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot K_{\delta} \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot \left\{ l \cdot [(1 + \sin \gamma) - \varepsilon' \cdot l \cdot (1 + \cos \gamma)] + \left[\frac{1}{2} \pi \cdot r + f \cdot l \cdot \sqrt{(1 + \sin \gamma)^2 + (\varepsilon')^2 \cdot (1 + \cos \gamma)^2} \right] \cdot \operatorname{ctg} \alpha \cdot \cos \gamma \right\} \right\}, \quad (4)$$

тут γ – кут нахилу висівного елемента до горизонту.

- для конічного апарата барабанного типу з вертикальною віссю обертання і зовнішнім розміщенням комірчин:

$$P_{np} = r \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot K_o \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot ctg \alpha \cdot \left[\frac{1}{2} \pi \cdot r + f \cdot l \sqrt{(1 + \sin \gamma)^2 + (\varepsilon')^2 (1 + \cos \gamma)^2} \right] + \frac{m \cdot (\omega^2 \cdot R + g) - l \cdot r \cdot \varepsilon' \cdot n' \cdot K_o \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot [(1 + \sin \lambda) + (1 + \cos)]}{\sin \gamma + \cos \gamma},$$

(5)

тут f - коефіцієнт тертя насінини об поверхню комірчини; l - середня довжина насінини; γ - кут нахилу твірної конусної поверхні висівного елемента до горизонту;

- для конічного апарата барабанного типу з вертикальною віссю обертання і внутрішнім розміщенням комірчин:

$$P_{np} = m \cdot \left\{ g \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \sqrt{\frac{4 \cdot r^2}{d_o^2} - 1} + \omega^2 \cdot R \cdot \cos \alpha \sqrt{\frac{4 \cdot r^2}{d_o^2} - 1} - \sin \alpha) \right\},$$

(6)

тут d_o - діаметр присмоктувального каналу.

Найбільш ефективним рішенням другої задачі, на нашу думку, є висів насіння в свіжозораний ґрунт з одночасним його ущільненням у рядках і з стабілізацією водно-повітряного режиму в кореновому шарі. Це дасть можливість технологічний процес сівби зернових колосових культур, що складається з п'яти операцій, за рахунок виключення з нього самоосідання ґрунту та двох передпосівних культивувань, скоротити до двох операцій, сумістивши ущільнення ґрунту з сівбою, тобто він відповідно до нової технології протікатиме за схемою наведеною на рис.5.

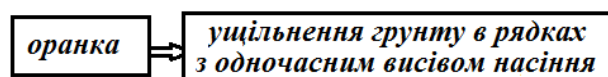


Рисунок 5. Схема технологічного процесу ресурсощадної технології сівби зернових колосових культур

Очевидно, що такий агротехнічний прийом можна реалізувати за схемою двохярусного висіву насіння зернових колосових культур і туків у свіжозораний ґрунт, наведеною на рис.6.

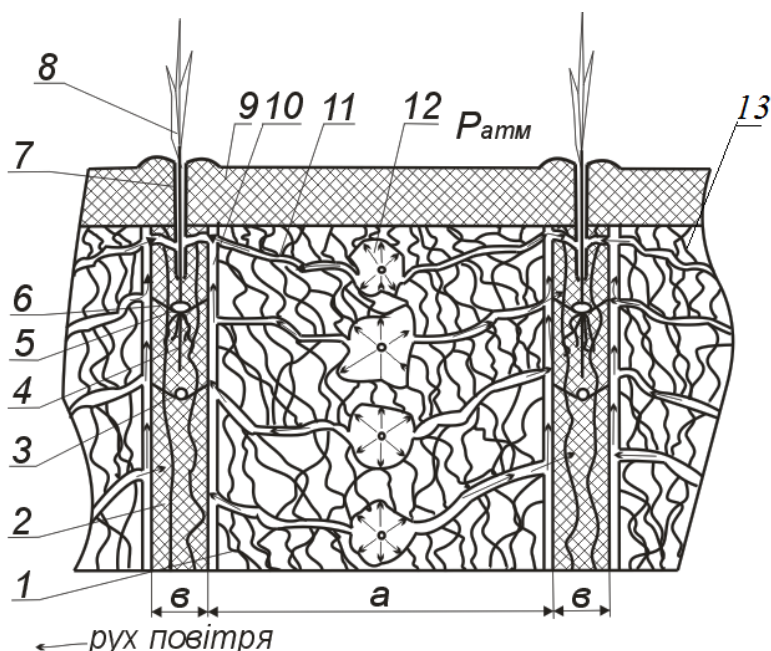


Рисунок 6. Схема двохярусного висіву насіння і туків у свіжозораний ґрунт з стабілізацією водно-повітряного режиму в кореновому шарі:

1 – міжряддя; 2 – рядок; 3 – туки; 4 – первинні корені; 5 – насінина; 6 – насінневе ложе; 7 – прорізана щілина; 8 – стебло; 9 – поверхнева кірка; 10 – вертикальна тріщина; 11 – бічні тріщини; 12 – пори; 13 – капілярна система

Під час переміщення посівного агрегату по поверхні свіжозораного поля його робочі органи ущільнюють ґрунт окремими рядками 2 шляхом вдавлення до утворення щілин, у яких спочатку висівають туки 3, а потім насіння 6. При цьому ґрунт у міжряддях 1 не обробляють, а залишають в розпушеному стані. Найбільш виразно запропонований спосіб сівби відрізняється від відомих тим, що поверхневий шар ґрунту ущільнюють окремими смугами шириною кратною, наприклад, 3...5 рядкам на глибину 2...3 см, а по центру кожного рядка 2 прорізають щілину 7 глибиною меншою, наприклад, на 10 мм від глибини загортання насіння і шириною не більше 5мм. Таким чином над міжряддями утворюється поверхнева щільна кірка 9, яка перешкоджає інтенсивному випаровуванню води з поверхні поля. Це створює більш сприятливі умови для зволоження тільки тої частини об'єму ґрунту, в якому з насіння зернових культур проростають паростки, розвивається їх коренева система до моменту виходу на денну поверхню. При цьому до міжрядь, в яких знаходиться насіння бур'янів, навпаки створюється мінімальний приток вологи. Подача і насичення повітрям ґрунту в рядках 2 відбувається наступним чином. Вдень, при нагріванні поверхні поля, тепло поступово передається до нижніх шарів ґрунту, внаслідок чого він разом з повітрям, що знаходиться в порах 12, нагрівається і розширюється. При цьому тиск зростає і під його дією між агрегатні зв'язки руйнуються, а в новоутворені тріщини 11 проникає повітря. Таким чином через прорізану в поверхневій кірці по центру кожного рядка щілині забезпечується постійний підйом-опускання повітря, внаслідок чого відбувається аерація (насичення повітрям) ґрунту, що знаходиться в рядках, та виведення з нього вуглекислого газу в період від фази проростання насіння до фази кушіння.

Наші теоретичні припущення підтверджуються експериментальними дослідженнями з висівом насіння пшениці у розпушений ґрунт (що імітує свіжозоране поле) з стабілізацію водно-повітряного режиму в кореновому шарі, рис.7.



Рисунок 7. Загальний вигляд ящиків з пророслим насінням:

1– пшениця Либідь; 2 – озиме тритикале Раритет; 3 – ячмінь Гелос; 4 – жито Синтек 38

Так, отримані результати показали, що у всіх чотирьох варіантах першими на денну поверхню вийшли паростки з насіння висіяного в ущільнених рядках з прорізними щілинами, а в не ущільнених рядках і без щілин. Тут вони з'явилися на три дні пізніше. В цілому схожість насіння висіяного в рядки з прорізними щілинами у ячменю становила 100%, у тритикале 90%, у жита 80%, а у пшениці тільки 70%. Однак загальний розвиток рослин і їх ріст після виходу на денну поверхню відрізнявся за інтенсивністю. Так, найбільш інтенсивно розвивався ячмінь. Його стебла виявились товстими, міцними, мали соковито-зелений колір, в той час як у тритикале вони були тонкими, а у пшениці навіть ослабленими. При цьому і висота стебел була різною. Так, в рядках з прорізними щілинами, висота стебел на 12 день після висіву у тритикале була найвищою і становила 17см, у жита 15см, у ячменю 12см, у пшениці 9см, а в рядках без прорізів вона була в три рази меншою. Найвищою вона була у ячменю і становила 5см, у пшениці і тритикале 4см, а у жита тільки 3см. На нашу думку основною причиною відставання у рості пшениці є негативний

вплив супіщаного ґрунту, в якому висівалось насіння дослідних культур. З отриманих результатів видно, що негативного впливу ґрунту на розвиток стебел не зазнали тільки тритикале і жито.

Таким чином на підставі отриманих результатів досліджень можна стверджувати, що висів насіння в ущільнених рядках у свіжозораному ґрунті та з ущільненим його поверхневим шаром і прорізними щілинами над кожним рядком, забезпечує стабілізацію водно-повітряного режиму в кореновому шарі, що створює сприятливі умови для проростання насіння зернових колосових культур.

Очевидно, що такий агротехнічний прийом можна реалізувати за допомогою ґрунтообробно-посівної секції, наведеною на рис.8. Технологічний процес висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму здійснюється наступним чином.

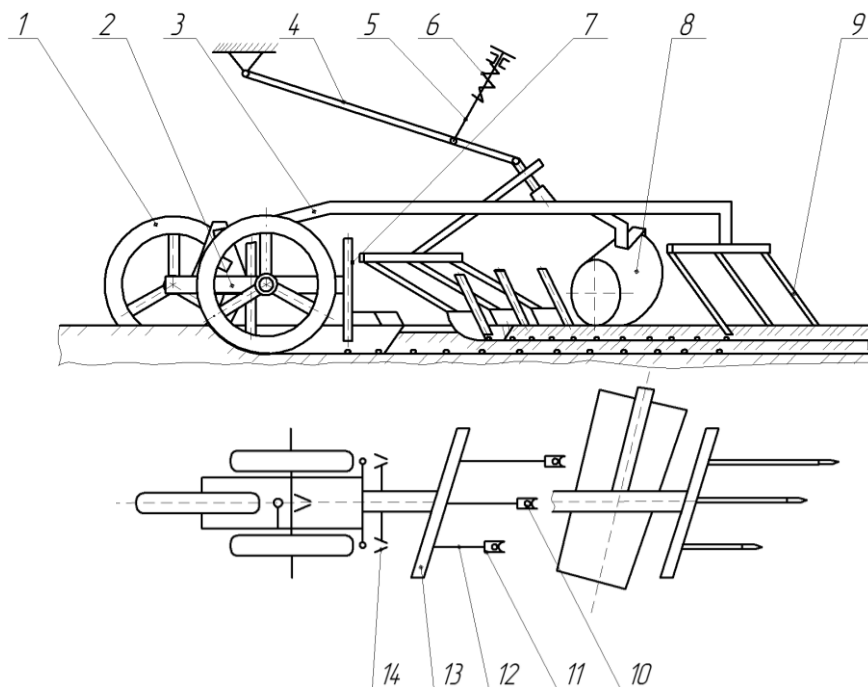


Рисунок 8. Конструктивно-технологічна схема ґрунтообробно-посівної секції для висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму:

- 1 – кільчатий коток; 2 – рамка; 3 – штаба; 4,12 – повідець; 5 – натискна штанга; 6 – пружина; 7 – тукопровід; 8 – конічний коток; 9 – зубовий загортач; 10 – насіннепровід; 11 – кілевидний сошник; 13 – траверса; 14 – загортач

Під час переміщення ґрунтообробно-посівної секції по поверхні поля кільчаті котки наносять інтенсивні удари по великих і малих грудках, внаслідок чого вони подрібнюються. При цьому відбувається вирівнювання поверхні поля та ущільнення ґрунту під ободом котків на всю глибину орного шару, а радіально-балансирна підвіска секції дає можливість коткам добре копіювати мікрорельєф поля. Виконання котків у вигляді кілець з шприхами та їх взаємне розміщення з входженням частини обода середнього котка в робочий простір між двома крайніми котками забезпечує ефективне подрібнення і перемішування ґрунту, яке відбувається внаслідок його взаємодії з зовнішньою і внутрішньою поверхнею обода. При цьому зустрічний рух переднього і двох задніх ободів сприяє процесу інтенсифікації подрібнення ґрунту, знищенню бур'янів та забезпечує самоочищення котків і підвищує їх прохідність на перезволожених ґрунтах. Після проходження ущільнювача-бороздкоутворювача в ґрунті залишається борозенка з заданою глибиною (8...10 см) на дно якої спочатку висіваються туки, а при подальшому переміщенні агрегату вона разом з туками, внаслідок самоосипання ґрунту, закривається.

Відповідно до прийнятого технологічного процесу сошник для загортання насіння повинен йти по сліду ущільнювача-бороздкоутворювача, тобто по сформованій котком щілині і мати з ним однакову товщину, а тому він в порівнянні з аналогами буде працювати в значно легших умовах. У зв'язку з цим його функціональне призначення можна звести до виконання двох операцій – формування твердого насінневого ложа на строго заданій глибині та вкладання насіння. Ущільнення ґрунту і формування твердого насінневого ложа здійснюється під дією пружних сил, що виникають внаслідок прогину повідка під час примусового опускання кіля в борозенку на

задану глибину загортання насіння. Застосування пружного повідка для установки кіля забезпечує стабільність його ходу у вертикальній площині з незначними коливаннями, що не перевищують допустимі значення межі відхилення від заданої глибини загортання насіння.

При подальшому переміщенні посівного агрегату відбувається переміщення конічним котком ґрунту від меншої основи в сторону більшої, внаслідок чого борозенки засипаються, а під дією маси котка ґрунт під ним ущільнюється на глибину до 0,04 м і таким чином штучно створюється вологозахисна кірка [12]. Для прорізання в поверхневій кірці аераційної щілини шириною до 5 мм і глибиною меншою на 10 мм від глибини загортання насіння ззаду конічного котка по центру кожного рядка встановлено пружинний зуб 9.

Використання запропонованої ресурсощадної технології сівби дозволяє за рахунок рівномірного розподілу насіння по поверхні поля та висіву насіння у свіжозораний ґрунт з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму створити найбільш сприятливі умови для росту і розвитку рослин і за рахунок цього підвищити врожайність зернових колосових культур на 8...13 ц/га. В порівнянні з відомими технологіями всі операції запропонованої ресурсощадної технології виконуються за один прохід агрегату, що знімає напруження при виконанні осінньо-польових робіт, при цьому число технологічних операцій скорочується з п'яти до двох, завдяки чому витрати пального зменшуються в три рази,

Таким чином на підставі викладеного можна зробити наступні **ВИСНОВКИ**:

1. Запропонована ресурсощадна технологія сівби в порівнянні з традиційною технологією, а також з технологіями, що ґрунтуються на нульовому або мінімальному обробітку ґрунту, забезпечує найбільш сприятливі умови для проростання насіння зернових колосових культур та наступного їх росту і розвитку та створює несприятливі умови для проростання насіння бур'янів, завдяки чому врожайність підвищується на 8...13 ц/га.

2. Проведений аналіз і синтез висівних апаратів за їх конструктивними відмінностями дав можливість точно встановити, що серед різновиду барабанних пневмомеханічних апаратів централізованого висіву для реалізації пунктирного або координатно-однзернового висіву насіння зернових колосових культур є тільки шість типів, а тому намагання створити принципово нову конструктивно-технологічну схему такого апарата будуть безуспішними. Подальші пошукові роботи пов'язані з розробкою ефективного висівного апарата точного висіву необхідно зосередити тільки на удосконаленні конструкції та теоретичних дослідженнях впливу основних конструктивно-технологічних параметрів на якість однзернового висіву насіння.

3. Отримані аналітичні залежності (1), (2), (3), (4),(5) і (6) дають можливість для кожного типу висівного апарата з достатньою точністю визначити значення сили присмоктування насінини до комірчини висівного елемента залежно від його конструктивно-технологічних параметрів та фізико-механічних властивостей насіння культур, що висіваються.

4. Розроблена ґрунтообробно-посівна секція забезпечує висів насіння у свіжозораний ґрунт і дає можливість всі операції технологічного процесу ресурсощадної технології сівби зернових колосових культур провести за один прохід агрегату і вилучити при цьому з технологічного процесу дві культивациі та період часу з 3...5 тижнів необхідний для самоосідання ґрунту, що знімає напруження при виконанні осінньо-польових робіт і зменшує витрати пального в три рази.

1. Погорілий В.Л., Шейченко В.В. 2006. Американські технології ближчі українським сільгоспвиробникам. Техніка АПК. Науково-технічний журнал. №11. с.14-15.

2. Лещенко С.М., Сало В.М. 2013. Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 43, ч.1.-Кіровоград: КНТУ. – с.96-102.

3. Свірень М.О., Лещенко С.М., Бойко А.І., Банний О.О. 2011. Результати експериментальних досліджень роботи посівних машин для системи точного землеробства. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 41, ч.1.- Кіровоград: КНТУ. – с.208-216.

4. Синягин И.И. 1975. Площади питания растений. Россельхозиздат. – 333с.

5. Нанаенко А.К. 1990. О равномерности распределения растений по площади поля// Техника в сельском хозяйстве.-1990. -№ 3. - С. 37 -38.

6. Хоменко М.С., Зырянов В.Ф., В.А. Насонов.1989. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник. – К.: Урожай. – 168с.

7. Басин В.С., Брей В.В., Погорельый Л.В. и др.1987. Машины для точного посева пропашных культур: конструирование и расчет/ Басин В.С., Брей В.В., Погорельый Л.В., Шабранский В.А., Колесников Ю.П. Под ред. Погорелого Л.В. – К.: Техніка. 151с.

8. Набатян М.П., Пологих Д.В. 1978. Оценка качества глубины заделки семян зерновыми сеялками// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. -№ 4. -С. 55 - 56.

9. Осин А.Е., Радкевич Г.Я. 1984. Влияние равномерности распределения семян в рядке и по глубине заделки при различной норме высева на урожай озимой ржи. - В кн.: Точный посев зерновых и пропашных культур. - М.: ВИСХОМ. - С. 27 - 29.
10. Шведик М.С. 2012. Двоюрисний спосіб висіву насіння та внесення добрив. Патент на корисну модель № 72233 А01С 7/00. Заявл. 10.08.2012; опубл. 10.08.2012. Бюл. № 15.
11. Шведик Н.С. 1989. А.с. № 1454278 (СССР). Способ ориентированного посева семян зерновых культур. - Заявл. 20.02.85, № 3856516/ 30-15.; Опубл. в Б.И., № 4, 1989.
12. Шведик М.С. 2012. Спосіб сівби зі стабілізацією водно-повітряного режиму в кореновому шарі. Патент на корисну модель № 72236 А01С 7/00. Заявл. 10.08.2012; опубл. 10.08.2012. Бюл. № 15.
13. Гудзь В.П. 1984. Агробиологическое обоснование точного посева интенсивных сортов озимой пшеницы. - В кн.: Точный посев зерновых и пропашных культур. - М.: ВИСХОМ. - С. 11 - 15.
14. Бузенков Г.М., Ма С.А. 1976. Машины для посева сельскохозяйственных культур. М., Машиностроение. – 272с.
15. Ивко Г.А. 1986. Рабочий процесс и обоснование параметров пневматического высевающего аппарата для однозернового высева семян пшеницы. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н. Волгоградский сельхозинститут.- 20с.

Шведик Н.С., Теоретические основы ресурсосберегающей технологии высева семян зерновых культур и технических средств для ее реализации. В статье приведены результаты разработки новой ресурсосберегающей технологии сева, которая обеспечивает наиболее благоприятные условия для прорастания семян зерновых колосовых культур в свежеспаханной почве и создает неблагоприятные условия для прорастания семян сорняков, благодаря чему урожайность повышается на 8...13 ц/га, а также конструктивные схемы технических средств для ее реализации за один проход агрегата и аналитические выражения для определения силы присасывания семян к ячейкам высевающих элементов.

Ключевые слова. равномерное распределение, площадь питания, свежеспаханная почва, ряды, уплотнение, сев, семена, поверхностный слой, синтез, высевной аппарат, сила присасывания, почвообрабатывающе-посевная секция, сила прилипания.

Shvedik M. Theoretical basis of resource saving technology of spiked cereals seeds seeding and of technical means for its realization. In the article the results of development of new seeding technology which save the resources are given. It provides the most favourable conditions for germination of spiked cereals seeds in fresh tilled soil and creates unfavourable conditions for the germination of weed seeds. Thus the yield is increased by 8 ... 13 dt/ha.

Based on the analysis and synthesis of seeding mechanism is established that among a variety of drum pneumatic mechanical mechanism of centralized seeding for realization of precision seeding of spiked cereals seeds there are only six types. Further exploratory researches needs to be focus only on improving of the constructions and theoretical researches of the influence of the main parameters on the single-seed seeding quality.

In the article the analytical dependences for define of the seeds strength suction to seed cell of its structural and technological parameters and physical and mechanical properties of crop seeds which are sown are given.

Developed section for fresh tilled soil tilling and seeding seeds in it enables all technology operations that save resources to conduct in a single pass of unit. Herewith from technology process two cultivations are removed, and also a time period of 3 ... 5 weeks which is required for height self-reduction of the soil that takes the pressure of by carrying out the autumn field work and reduces fuel loss thrice.

Keywords: uniform distribution, feeding area, fresh tilled soil, rows, compaction, seeding, seed, surface soil, synthesis, seeding mechanism, strenght suction, tillage sowing section.

Стаття надійшла в редакцію 05.05.2014 р.

Ціна договірна

Колектив авторів

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ
ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

Випуск 1, 2014

Volume 1, 2014

Видається двічі на рік

Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: І. Козачук
Дизайн обгортки: В. Чернецький

Матеріали друкуються в авторській редакції. За стилістику і орфографію статей відповідальність несуть автори.

Адреса редакції: вул. Львівська, 75, ауд. 150, Луцьк,
Волинська обл., Україна, 43018.
тел. (0332) 74-61-31.
e-mail: tehavtomash@gmail.com
www.avtomash.lntu.edu.ua

Підписано до друку 27.05.2014 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 16,51. Обл. вид. арк. 16,47. Тираж 100 прим.

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011 р.

Друк – Вежа-Друк. Зам. № 519.
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332)29-90-65).
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.