



ЭОЖ 681.5:621.317

**А. Асет, М.А. Амангельдина**

Д. Серікбаев атындағы ШҚМТУ, Өскемен қ.

#### ЭНЕРГЕТИКАДАҒЫ АВТОМАТТАНДЫРЫЛҒАН БАСҚАРУ ЖҮЙЕСІН ДАЙЫНДАУДЫ ҮЛГІЛЕУ

Энергетикадағы диспетчерлік басқарудың автоматтандырылған жүйесі (ДБАЖ) – электр энергиясын беру және бөлу, генерациялау үрдістерін автоматтандыру үшін құрылған нақты уақыт кестесіндегі басқару жүйесі. ДБАЖ жоғарғы деңгейде жетекші станция деп аталатын кем дегенде бір бас компьютерден, ал төменгі деңгейде көптеген қашықтықтағы аралық терминалдардан тұрады [1].

Қашықтықтағы аралық терминалдар басқарылатын үрдіспен тікелей әрекеттесетін және бақыланатын энергия жүйесіндегі бергіштерден (датчиктерден) нақты уақыттың мәліметтерін (аналогты және санды) жинайтын, оқиғалардың реттілігін жазатын, жиналған мәліметтерді өңдеу және сақтау үшін жетекші станцияға беретін, жетекші станциядан берілетін бұйрықтарға реттеу әрекеттерін орындайтын, жергілікті пропорционалды-интегралды-дифференциалдық реттеу контурларының қызметтерін атқаратын автономды блоктарды құрайды.

Жетекші станция диспетчерлік бақылау мен мәліметтерді нақты уақыт ауқымында өңдеу қызметтерін іске асырады және де энергокәсіпорынды шұғыл басқарудың жоғарғы деңгейінде орналасқан жергілікті есептеуіш желінің құрама бөлігі болып табылады. Жетекші станция қашықтықтағы аралық терминалдар мен басқа да көздерден мәліметтерді қабылдап алуға, энергожүйені реттеу мен бақылауда диспетчерлерге көмек беруге, аса жоғарғы деңгейлі функция үшін нақты уақыттағы энергожүйенің үлгісін құруға жауапты. Аса жоғарғы деңгейлі функциялардың арасында (нақты уақыттың кеңейтілген қосымшалары деп аталатын) энергожүйенің қолайлы реттелуі мен қауіпсіздігіне жауапты функциялар болады. ДБАЖ жоғарғы дайындығын қамтамасыз ету мақсатында жетекші станцияның конфигурациясы табанды компьютерлік технологияларға негізделуі тиіс. Әдетте, жүйе қажет еткен кезде, ДБАЖ жетекші станциясының түзу және тоқтаусыз жұмысының ықтималдығы 99,8 немесе 99,9 % болуы керек. Жетекші станцияның бағдарламалық қамтамасыздандыруы жүйенің белгіленген жұмыс істеу циклінің кем дегенде 99,9 % жұмыс жасауға жарамды деп есептесек, онда бағдарламалық қамтамасыздандыру мен аппараттық құралдардың ақаулық режимдерінің арасында статистикалық тәуелсіздік болған жағдайда, жүйенің жарамдығы үшін 99,9 көрсеткіші аппараттық құралдардың минималды жарамдығына 99,995 % сәйкес келеді [1].

Осыдан біраз жылдар бұрын ДБАЖ балама компьютерлік конфигурацияларының саны шектеулі болған. ДБАЖ жоғарғы дайындығын қамтамасыз ету үшін, негізінен, қосалқы артықтық резервтік сұлбасында жұмыс істейтін өте шағын компьютерлер немесе үлкен компьютерлер қолданылған. Аса қиын зерттемелерде коммуникациялық міндеттерді жүктеу үшін интерфейсті процессорлар қосылған болатын. Кейінгі кезде ДБАЖ, негізінен, жаңа балама компьютерлік конфигурациялар мүмкін болуда.

Энергетикадағы ДБАЖ жаңа архитектурасы дамуының негізгі парадигмасы функцияны, сонымен қатар біркелкі компьютерлер ішінде жергілікті есептеуіш жүйелердің көмегімен байланысқан жетекші станцияны тарату түсінігін беретін *ашық таралған жүйелерге* өтуді көрсетеді. Кейде қосалқы артықтық ұсынылған жаңа архитектураларда қолданылады. Бірақ оның мәні қосалқы резервтелу аса қиын және қателіксіз икемді сұлбалардың тек бір бөлігі болғаннан бастап төмендеді. Жаңа жүйелерде қажетті жоғарғы дайындыққа жауапкершілік ДБАЖ функциясын орындауға қатысатын барлық компьютерлер арасында тараған [1].

Көрсетілген өзгеріс бірнеше факторлардың үйлесімділігінен туындады, атап айтқанда: ашық жүйелерді дамыту мен құрастыру; стандартқа жоғарғы сәйкестік (заң бойынша және іс жүзінде) талабы; компьютерлік аппараттық құралдар бағасының едәуір төмендеуі мен шығарылуы; аса берік және қолайлы компьютерлік технологиялар; энергокомпанияның ДБАЖ жұмысының нәтижелігін көтеру. ДБАЖ компьютерлік конфигурациясының балама зерттемесінің сандық талдауының жоғарғы күрделілігі бұл дамудың жанама нәтижесі болып табылады. Енді жобалау мен жаңа жүйелердің архитектурасын таңдау сатысында дайындық бағасының жақсарған технологиясы мен олардың жұмысының беріктігі қажет.

Төменде марктік сыйлық модельдерінің ДБАЖ жаңа компьютерлік архитектурасын әзірлеудегі дайындықты талдау кезінде қалай көмек көрсететінін зерттеу қорытындылары келтірілген.

ДБАЖ компьютерлік конфигурациясы жүйе жұмысындағы қысқа үзілулерді бұзбай ұстау үшін жобаланады, алайда олар белгілі уақыт аралығында жалпы істен шығуға шыдамайды. Бұндай жүйелер үшін негізгі сенімділік, тұрақтылық көрсеткіші жүйелік дайындық немесе қолдануға дайындық болып табылады. Басқаша айтқанда, жүйелік дайындық жүйенің өз қызметтерін тура орындауға жарамды уақыт байланысын сандай анықтайды.

Жүйенің жұмыс күйін көрсету үшін  $X$  дискретті кездейсоқ айнымалыны анықтайық. Егер жүйе белгілі бір  $t$  уақыт аралығында жұмыс істесе,  $X(t)=1$  және егер ол осы аралықта жұмыс істемесе,  $X(t)=0$  болсын. Жүйе дайындығының ең дәлелді көрсеткіші болып лездік дайындық  $A(t)$  саналады. Ол жүйенің дұрыс жұмыс істеуін және өз қызметтерін берілген  $t$  уақытта орындай алатындығының ықтималдығын көрсетеді:

$$A(t) = \Pr\{X(t) = 1\} = E[X(t)].$$

Берілген  $A(t)$  бойынша жүйенің тұрақты күйіндегі  $A_{SS}$  дайындығын былайша анықтай аламыз:

$$A_{SS} = \lim_{t \rightarrow \infty} A(t).$$

Тұрақты жағдай дайындығы жүйе дайындығының ұзақ мерзімді ықтималдығы болады. Басқа мүддесін ұсынатын көрсеткіш интервал немесе жүйенің орташа дайындығы  $\bar{A}(t)$  болып табылады:

$$\bar{A}(t) = \frac{1}{t} \int_0^t A(u) du.$$

Жүйе  $[0, t]$  период ішінде жұмыс істейтін болып саналса, интервал дайындығы уақыттың күтілетін арақатынасы болып табылады. Бұл оңай дәлелденетін қасиет, егер біз жұмысқа қабілетті жағдайдың жалпы периодын  $[0, t]$  ішінде  $U(t)$  кездейсоқ айыма-

лысының көмегімен қарастырсақ:

$$\bar{A}(t) = \frac{1}{t} \int_0^t E[X(u)] du = \frac{1}{t} E \left[ \int_0^t X(u) du \right] = \frac{1}{t} E[U(t)].$$

Шектеулі орташа дайындық  $\bar{A}$  жүйе іске қосулы болғанда күтілетін уақыт фракциясын құрады:

$$\bar{A} = \lim_{t \rightarrow \infty} \bar{A}(t).$$

Егер  $\lim_{t \rightarrow \infty} \bar{A}(t)$  бар болса, онда тұрақты күйдегі дайындық пен шектеулі орташа дайындық:

$$\bar{A} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t A(u) du = A_{SS}.$$

Жүйе дайындығының сандық талдауы үшін, әдетте, жүйелік архитектурада болатын кездейсоқ артықшылықтарды елемейтін жүйелік архитектураны *қара жәшік* деп қарастырады [2]. *Қара жәшік* әдісі жүйенің өшуіне дейінгі орташа уақыт (ЖӨОУ) пен жүйені жөндеудің орташа уақытын (ЖЖОУ) қолдана отырып, тұрақты жағдайдағы жүйенің дайындығын анықтайды.

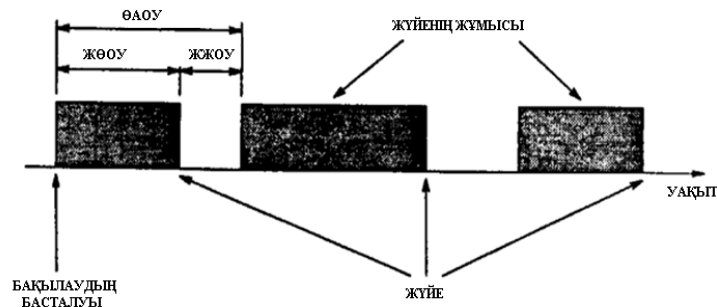
*Қара жәшік* әдісі. Дайындықты анықтау эксперименттік бағалау негізінде өтеді. Жұмыс істеп тұрған жүйеде белгілі бір жағдайдағы арақатынасты есептеу үшін қажетті сәйкес уақыт аралықтарын өлшейді. Мысалы, тұрақты жағдай дайындығы жүйенің өшуіне дейінгі және жүйені жөндеудің орташа уақытын келесідей есептеуге болады:

$$A_{SS} = \frac{ЖӨОУ}{ЖӨОУ + ЖЖОУ}.$$

Өшуге дейінгі орташа уақыт жүйенің алғашқы кедергісіне дейінгі күтуші уақытты құрайды. Дәлірек айтсақ, жүйе ЖӨОУ сағаттары ішінде жұмыс істейді де содан кейін оның алғашқы ақауына тап болады. Жөндеуге дейінгі орташа уақыт жүйені жөндеуге кететін орта уақыт, дәлірек айтқанда, жүйенің жұмысында ақаулар пайда болса, оны қайта іске келтіру үшін ЖЖОУ сағаттар қажет болады. Бұл үлгіде жүйені ең жақсы деңгейде жөндеп, жұмысын қалпына келтіру мүмкіндігі бар. Одан кейін жүйе басқа ЖӨОУ сағаттар ішінде келесі ақау болғанша жұмыс жасайды.

Егер әр жөндеуден кейін жүйе өзінің бастапқы қалпына келіп тұрса, теңдік әркез дұрыс болады. Осы жағдайларда шектеулі дайындық жөндеу бөлінісі мен жұмыс жасау циклінің сипатына байланысты емес. ЖӨОУ мен ЖЖОУ қосындысы өшулер арасындағы орташа уақытпен (1-сурет) немесе өшулер арасындағы күтуші уақытпен анықталады.

Өкінішке орай, дайындықтың эксперименттік бағалануы көптеген жағдайларда артық уақыт шығындарының әсерінен мүмкін емес. *Қара жәшік* ретінде үлкен жүйені қарастыру орнына оның кез келген сандық көлемдегі құрылымын қарастыру оңтайлылығы басты аспект болып табылады.



1-сурет – Жүйедегі уақыттық қатынастар:  $\Theta\text{АОУ}$  – өлшеулер арасындағы орташа уақыт;

$\text{ЖӨОУ}$  – жүйенің өшуіне дейінгі орташа уақыт;  $\text{ЖЖОУ}$  – жүйені жөндеудің орташа уақыты

Жоғарыда айтылғандарды ескере отырып, жүйенің дайындығын оның жобалануының сатыларында бағалауға мүмкіндік беретін тәсіл ойлап табылды. Тәсілдің негізіне марктік сыйлық моделдері алынған.

*Ұсынылатын тәсіл.* Егер өшу мен жөндеу уақытына тәуелсіз компьютерлік жүйенің дайындығы сандық бағада берілген болса, онда уақыт бойынша біркелкі үзіліссіз уақыттың марктік тізбегі  $\{X(t); t \geq 0\}$  ақырғы күй кеңістігімен  $\Omega$  құрылады. Үзіліссіз уақыттың марктік тізбегінің әр жағдайы түрлі жүйелік конфигурацияларды көрсетеді [3]. Содан кейін жүйенің дайындығын талдау қарапайым сыйлық жылдамдығын тағайындаудың көмегімен өтуі мүмкін: «1» сыйлық жылдамдығы жүйенің барлық функционалды жағдайларына, «0» - жүйе ақаулы деп саналатын барлық жағдайларға. Белгілі сыйлық тағайындағанда тұрақты дайындық жағдайы  $A_{SS}$  тұрақты жағдайдағы күтілетін сыйлық жылдамдығы болып табылады:

$$A_{SS} = \bar{r}(\infty) = \sum_{i \in \Omega} r_i \pi_i.$$

Дәл сол сыйлық тағайындауымен лездік және аралық дайындықтар есептелуі мүмкін.  $t$  уақыты кезіндегі сыйлықтың күтілетін лездік жылдамдығы лездік дайындық  $A(t)$  болып табылады:

$$A(t) = \bar{r}(t) = \sum_{i \in \Omega} r_i P_i(t).$$

Уақыт бойынша ортақталған,  $[0, t)$  интервалы бойы күтілетін жинақталған сыйлық интервалдық дайындық болып табылады:

$$\bar{A}(t) = \frac{1}{t} \bar{R}(t) = \frac{1}{t} \sum_{i \in \Omega} r_i L_i(t).$$

Марктік сыйлық моделін қолдану тек  $A_{SS}$  көрсету үшін емес, сонымен қатар уақытқа тәуелді  $A(t)$  және  $\bar{A}(t)$  сияқты көрсеткіштер үшін жүйелік компоненттерді жөндеу мен өшу жылдамдығының көмегімен бағаланған жүйенің құрылымының дайындығын көрсетуге мүмкіндік береді [4,5]. Марктік сыйлық моделін қолдану тұжырымдамасы жүйенің дайындық талдауының контекстінде берілген, сонымен қоса ол өзге де аспектідегі тапсырмаларды оңай шеше алады.

#### Әдебиеттер тізімі

1. Асет А. Электр жетегіндегі асинхронды реттегіштер мен бейсызықты жүктемелер // «Поиск И Ле» педагогический институт И ле-КНР. – 2009.
2. Олсон Г. Цифровые системы автоматизации и управления / Г. Олсон, Дж. Пиани. – М.,

2001. – 557 с.
3. Волчуков Н.П. Автоматизированных систем управления в энергетике / Н.П. Волчуков, Н.Н. Титов. – М., 2001. – С. 337-340.
  4. Johnson B.W. Design and Analysis of Fault-Tolerant Digital Systems. A.-W. Pub. com. MA. – 1989. – 277 p.
  5. Stewart W.J. Introduction to the Numerical Solution of Markov Chains. – Princeton: Princeton Univ. Press. NJ. – 1994. – 298 p.

Получено 11.05.11

ӨОЖ 681.5:621.317

**А. Асет, М.А. Амангельдина**

Д. Серікбаев атындағы ШҚМТУ, Өскемен қ.

**ЭНЕРГЕТИКАЛЫҚ КӘСІПОРЫНДЫ ДИСПЕТЧЕРЛІК БАСҚАРУДЫҢ  
АВТОМАТТАНДЫРЫЛҒАН ЖҮЙЕСІ ЖҰМЫСЫНЫҢ ТИІМДІЛІГІН ТАЛДАУ**

Диспетчерлік басқарудың автоматтандырылған жүйесі (ДБАЖ) энергетикада генерация үрдісін, электр энергиясын бөлу және тасымалдауды автоматтандыру үшін жасалған нақты уақыт режимінде басқару жүйесі болып табылады. Физикалық тұрғыдан ДБАЖ жоғарғы деңгейде, әдетте, жетекші станция деп аталатын кем дегенде бір негізгі компьютерден және төменгі деңгейде көптеген қашықтықтағы терминалдардан тұрады.

Қашықтықтағы терминалдар дегеніміз – басқарылатын процеспен тікелей өзара әрекеттесетін атомдық блоктар. Олар басқарылатын энергожүйедегі бергіштерден (датчиктерден) нақты уақыттың мәліметтерін (аналогтық және сандық) жинайды; оқиғалар тізбегін жазып отырады; жиналған мәліметтерді өңдеу және сақтау мақсатында жетекші станцияға жібереді (мерзімді, талап бойынша және кейбір шектеулер бойынша да); жетекші станциядан келетін бұйрықтарға жауап ретінде реттеуші әрекеттерді орындайды; желілік пропорционалды-интегралды-дифференциалды реттеу контурларының қызметін орындайды.

Жетекші станция нақты уақыт масштабында диспетчерлік бақылау мен мәліметтерді өңдеуді жүзеге асырады және де энергетикалық кәсіпорынның технологиялық процесін жедел басқаруының жоғарғы деңгейінде орналасқан жедел-ақпараттық кешеннің (ЖАК) құрамдас бөлігі болып табылады. Жетекші станция мынадай қызмет атқарады: қашықтықтағы терминалдардан, физикалық процестерден және өзге де ақпарат көздерінен мағлұмат алады; генерацияны автоматты реттеу қызметін іске қосады; энергожүйені басқару мен реттеуде диспетчерлерге көмек береді; жоғарғы қызмет деңгейі үшін нақты уақыт энергожүйесінің моделін жасайды (байланысқанды қоса, бірақ бақылаудағы энергожүйе емес). Әлдеқайда жоғары қызмет деңгейінің ішінде (нақты уақыттың кеңейтілген қосымшалары деген атауға ие) энергожүйенің қауіпсіздігі мен тиімді реттелу бағасына жауапты қызметтер де бар. ДБАЖ жоғары дайындығын қамтамасыз ету мақсатында жетекші станция нұсқасы қалтқыға тұрақты (отказоустойчивость) компьютерлік технологияға негізделуі керек. Әдетте, жетекші

станцияның қалтқысыз жұмысы 99,8 немесе 99,9 % болуы талап етіледі [1]. Егер жетекші станцияның бағдарламалық қамтамасыз етілуін тым болмағанда жүйенің 99,9 % белгіленген өмірлік циклі үшін жұмыс істеуі қажет деп санаса, онда бағдарламалық қамтамасыз ету мен аппараттық құралдардың ақаулық режимдері арасындағы статикалық тәуелсіздікке жол беру кезінде жүйенің дайындығы үшін 99,9 көрсеткіші аппараттық құралдардың 99,995 % ең төменгі дайындығына сай келеді.

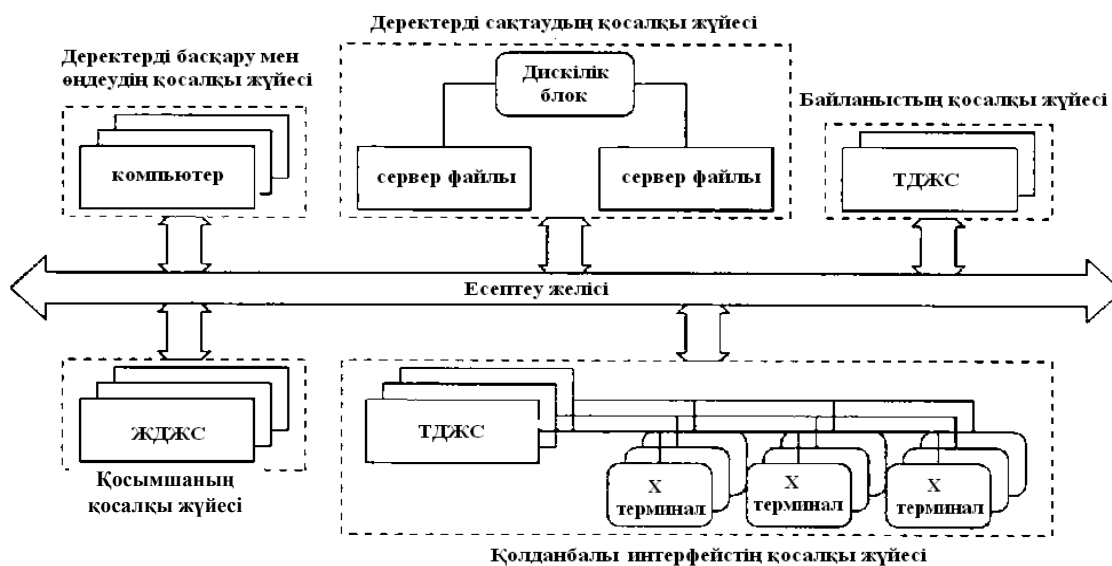
Бұрынырақта ЖАК деп аталатын ДБАЖ жоғарғы деңгейінің баламалық компьютерлік кескінінің саны шектеулі болған. Жетекші станцияның ЖАК-нің жоғары дайындығын қамтамасыз ету мақсатында, негізінен, резервтік сызбаларда жұмыс жасайтын үлкен компьютерлер немесе өте шағын компьютерлер қолданылатын. Коммуникациялық міндеттерді енгізуге арналған бұдан гөрі күрделірек әзірлемелер үшін интерфейстік процессорлар қосылған. Соңғы уақытта ЖАК-нің түбегейлі жаңа балама компьютерлік кескіндері мүмкін болуда.

Энергетикадағы ЖАК компьютерлік құралдар архитектурасының заманауи дамуының негізгі парадигмасы жергілікті есептеу желілері көмегімен байланысқан бірыңғай компьютерлер, оның ішінде жетекші станция арасында қызметтерді бөлу деп түсіндірілетін ашық бөлінген жүйелерге өту болып табылады. Кейде жаңа архитектурада резервтің артықтығы қолданылады, әйтсе де оның мәні қорлық резервтелу өте күрделі және икемді қалтқыға тұрақты жүйелердің тек бір бөлігі ғана болғаннан бастап төмендеді. Жаңа жүйелерде қажетті жоғары дайындықпен қамтамасыз етуге жауапкершілік ДБАЖ қызметтерін атқаруға қатысатын барлық компьютерлер арасында бөлінген.

Төменде ЖАК жаңа компьютерлік архитектурасын әзірлеу сатысында аппараттық құрал дайындығын талдауға мүмкіндік беретін аналитикалық әдіс ұсынылады.

ЖАК аппараттық құралдарының жоғары дайындық талаптарына жету үшін қолданылатын ең белгілі тәсіл артықтық принципіне негізделген. Аппараттық құралдың артық ресурстары ЖАК қажетті қызметтерді жеке компоненттердегі ақаулардың болуына (аппараттық құрал жұмысының қателігі және/немесе бағдарламалық қамтамасыз етілу қателігі) қарамастан орындауға мүмкіндік береді.

1-суретте жергілікті есептеу желілері арқылы байланысқан компьютерлер тобы арасында бөлінген қызметтері бар ашық жүйенің ЖАК ұсынған компьютерлік құралдарының архитектурасы көрсетілген. Мұнда көрсетілген барлық ішкі жүйелер нақты уақыт режимінде жұмыс істейді және ЖАК қалыпты жұмысы үшін жеткілікті дайындық коэффициентіне ие.



1-сурет – ЖАК компьютерлік құралдарының архитектурасы; ТДЖС – төменгі деңгейдегі жұмыс станциясы; ЖДЖС – жоғары деңгейдегі жұмыс станциясы

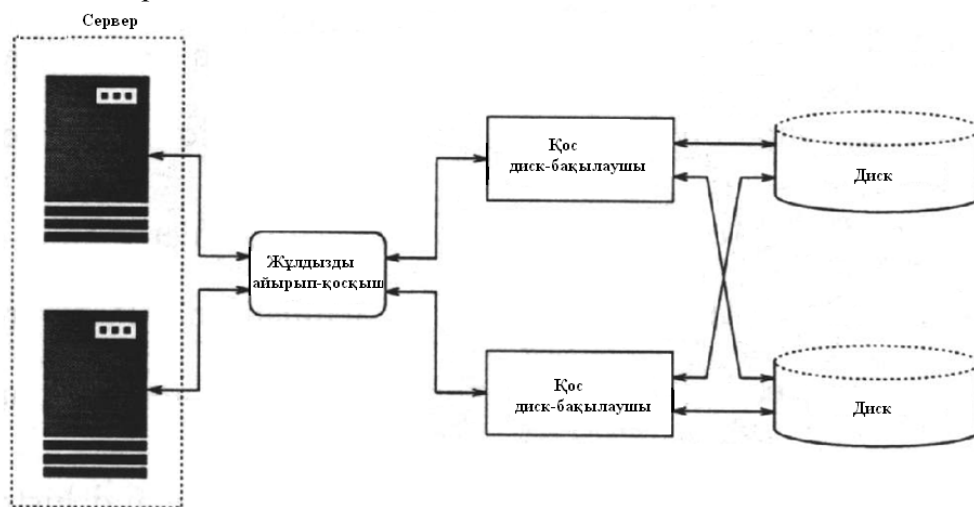
Ұсынылып отырған архитектурда ЖАК негізгі функцияларын атқаратын компьютерлердің әртүрлі бес тобын атап көрсетуге болады:

1. Деректерді жинақтау және басқару: жүйенің сындық уақыт бойынша қосымшаларын енгізу, сонымен қатар деректерді іздеу, дабыл сигналдарын іздеу, жойылған терминалдарын арнайы іздеу және реттеу, өндіруді қашықтықтан басқару және автоматты басқару.
2. Сақтау: жүйенің ескі деректер базасын және нақты уақыттағы деректер базасын сақтау, ақпаратты сақтау және тарату, жедел және ұзақ мерзімді жоспарлар үшін мәліметтерді көрсету.
3. Қосымшалар: энергожүйенің жұмысын талдайды, соның ішінде желі күйін бағалайды, ағынның таралуын, жүктемені болжау, тораптарды байланыстыру және т.б. орындайды.
4. Қолданбалы интерфейс: энергожүйенің диспетчеріне нақты уақыттағы деректерді және басқа да өңделген ақпараттарды таңдап алып, оларды араластырып, операторларға компьютерлік интерфейстер арқылы энергетикалық объектілердің жұмысын көрсетіп тұрады.
5. Қатынастар (байланыстар): желіаралық интерфейстер функциясын атқарады, ДБАЖ жүйесінің басқа да иерархиялық деңгейлермен байланысын қамтамасыз етеді (энергokәсіпорын, энергетикалық нарық, үйлестіретін топтар мен бақылайтын бірлестіктер).

*Деректерді жинау мен басқарудың ішкі жүйесі* үш компьютермен жабдықталады және ішкі жүйенің дұрыс жұмыс істеуі үшін қалай болғанда да екі компьютердің жұмыс істеуін талап етеді. Ішкі жүйенің компьютерлері тәуелсіз байланыстар арқылы байланысқан (1-суретте көрсетілмеген).

*Сақтаудың ішкі жүйесі* жабық блоктардың кескіндерін қолданып жұмыс істейді

(2-сурет). Бұл блоктар файлды процессорлардан, бір жұлдызшалы біріктіргіштен, екі екідискілі бақылаушыдан және екі дискжетектен тұрады. Блоктық конфигурация жоғары дайындықты компьютерлік жүйелердегі деректер базасының қайталауын қамтамасыз ететін негізгі тәсілдердің бірі болып табылады. Бұл сұлбада резервтік бес сервер параллель қатынайтын қос бақылаушымен жұмыс істейді, олар мәліметтерді бір уақытта екі дискіде оқиды/жазады. Сенімділік жағынан алғанда компьютерлік блок дискілік бақылаушылардың параллель желісімен және дискілердің параллель желісімен тізбектей жалғанған тізбекті-параллельді екі немесе одан да көп процессорлардан тұратын конфигурация болып табылады. Жұлдызшалы біріктіргіш пассивті байланыстырғыш болғандықтан, 100 % дайындықты қамтамасыз етеді деп болжанады. Бір файлды сервер, бір дискілі бақылаушы, бір дискжетек және жұлдызшалы біріктіргішпен жұмыс істеген жағдайда блок жұмыс жағдайында деп есептеледі.



2-сурет – Жабық блоктар конфигурациясының сұлбасы

Қолданбалы интерфейстің ішкі жүйесі үш оператор станциясынан тұрады. Олардың әрқайсысы бір станцияға жалғанған үш Х-терминалдар тобына сәйкес келеді. Барлық қолданбалы интерфейстерді бір дисплей мен оператордың төрт жұмыс станциясының біреуімен басқаруға болады.

Қатынастық жүйенің екі компьютері артық параллельді конфигурацияда жұмыс істейді. Егер екі компьютердің де құрауыштары істен шықса, жүйе жөнделмейтін болып есептеледі.

Жүйелік құрауыштарды іске қосуға қажетті жергілікті есептеу желілері мен барлық интерфейстік тақша қалтқыға тұрақты, яғни 100 % дайындықты қамтамасыз етеді деп ұйғарылады.

Басқа рұқсат етілгендер қатарына жататындар:

- талдау басында барлық топтардың құрауыштары жұмысқа жарамды болады (яғни «0» уақыт кезінде);
- топтардың құрауыштары статистика бойынша ұқсас болады;
- компоненттер блоктарын жөндеу аяқталған жағдайлар немесе істен шығу арасындағы уақытша интервал экспонентті бөлінген болып табылады;
- кез келген ішкі жүйеде, кез келген құрауыштар блогында жұмыс тоқтаған кезде жүйе конфигурацияның қажетті процедурасын анықтап, сәтті орындайды (мысалы істен



шыққан құрауышты өшіру және оны ауыстыратын қосалқы құрауышты қосу);

– барлық жөнделмеген құрауыштар жөнделіп, өзінің жұмысын атқарады;

– жүйенің барлық құрауыштары бір-біріне тәуелсіз жұмыс істейді.

Істен шығу мен ЖАК аппараттық құралдарын (АҚ) қалпына келтіру уақыты технологиялық үдеріс пен құрауыштың әрбір үлгісінің күрделі болуына байланысты беріледі. Мысалы, компьютердің істен шығуын жөндеудің орташа уақыты қалыпты жұмыс станциясымен салыстырғанда екі есе көп уақытты құрайды, бұл диск енгізушіні жөндеу орташа алғанда жұмыс станциясын жөндеуден төрт есе артық уақытты алады. 1-кестеде әрбір құрауыштың істен шығуын жөндеудің орташа уақыты (ІШЖОУ) мен қалпына келтірудің орташа уақыты (ҚКОУ) сағатпен келтірілген [1].

1-кесте

*ЖАК АҚ істен шығу/түзетудің уақыттық деректері*

Ішкі жүйе	Құрауыш типі	ІШЖОУ	ҚКОУ
Деректерді жинақтау және басқару	Нақты уақыттағы компьютер	8760	3
Сақтау	Файлды сервер	8760	12
	Дискілі бақылаушы	8760	6
	Дискжетек	8760	24
Қосымша	Жоғары өнімділікті жұмыс станциясы	4380	6
Қолданбалы интерфейс	Төменгі өнімділікті жұмыс станциясы	4380	6
	X-терминал	8760	3
Қатынау	Төменгі өнімділікті жұмыс станциясы	4380	6

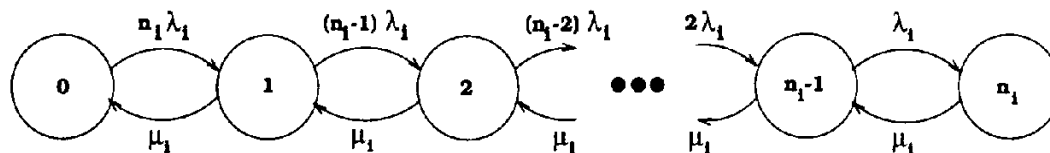
Жұмыс циклі мен жөндеу уақытын экспоненциалдық бөлу берілгенде жеке блоктардың істен шығу интенсивтілігі  $\lambda_i$  мен жөндеу интенсивтілігі  $\mu_i$  келесі түрде анықталады

$$\lambda_i = \frac{d}{\text{ІШЖОУ}_i} [\text{сағат}^{-1}]. \quad (1)$$

$$\mu_i = \frac{d}{\text{ҚКОУ}_i} [\text{сағат}^{-1}]. \quad (2)$$

Талдаудың бірінші қадамы аппараттық құралдардың құрауыш топтар бойынша бөлінуі болып табылады. ДБАЖ жүйесінде құрауыш топтардағы құрылғылар бір типті құрылғылар болып табылады және бірдей функциялар атқарады. Бастапқыда әртүрлі құрауыш топтарда тәуелсіз жөндеу құрылғысын орналастырады, яғни әрбір топқа жарамды бір жөндеу құрылғысы болады (мысалы, нақты уақыт компьютерлері, файлды серверлер және т.б.).

Үздіксіз уақыттың марктік тізбегі математикалық аппаратын қолданып, әрбір құрауыш топтың істен шығу/жөндеу сипатын қамту үшін соңғы күйдегі кеңістігі бар туу-өлу үдерісі құрылды (3-сурет). Бұл үздіксіз уақыттың марктік тізбегінде біз құрауыш компоненті  $n_i$  болатын  $i$  тобын ұсынамыз және жағдайды ақаулы құрауыштар саны бойынша белгілейміз [2].



3-сурет – Жеке жөндеуді ескере отырып  $i$  құрауыш тобының дайындық моделі

Кез келген күйден оңға өту үздіксіз уақыттың марктік тізбегі істен шығудың пайда болуының интенсивтілігін көрсетеді (3-сурет), ал күйге оң жақтан кіретіндер – ақаулы құрауыштарды жөндеу интенсивтілігін құрайды.  $\lambda_1$  көрсеткіші бар тәуелсіз экспоненциалды бөлінген өмірлік циклі бар  $n$  құрауышты топтың бірінші жаңылысу уақыты  $\sum_{i=1}^n \lambda_i$  көрсеткіші бар экспоненциалды бөлудің өзі болып табылатындықтан, құрауыш компоненттердің жаңылысу жылдамдықтарын қосу қажет. Бұл жөндеу жылдамдығына қажетті үдеріс болып табылады, себебі бізде әрбір топпен байланысқан бір ғана жөндеу құрылғысы бар. Жөндеу құрылғысы қосымша тәртіппен жұмыс істейді деп болжанады, яғни құрылғы жөндеуді қажет ететін жөнделмеген блоктар жойылмағанша тоқтаусыз жұмыс істейді. Топтың барлық құрауыштары жөндеу кезінде бірдей артықшылықтарға ие және жөндеу кезегі мынадай тәртіппен жүреді: «бірінші өтті – бірінші жөнделді» (БӨБЖ).

ДБАЖ жұмысының сақтық көрсеткішінің бірі тұрақты күйінің дайындық бағасы болып табылады және үздіксіз уақыттың марктік тізбегі тұрақты күйінің ықтималдылығын анықтауды қажет етеді. Үздіксіз уақыттың марктік тізбегі үшін (3-сурет) бұл ықтималдықтарды «машина жөндегішінің жүйелі үлгісінің» теңдеуін қолдану арқылы алады [2]:

$$\pi_0 = \frac{1}{\sum_{k=0}^n \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \frac{n!}{(n-k)!}} \quad (3)$$

$$\pi_k = \pi_0 \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \frac{n!}{(n-k)!}, 1 \leq k \leq n. \quad (4)$$

Құрауыш топтардың әрбіреуі тұрақты күйге дайындық үшін жабық форманың түрі (3) теңдеу мен (4) теңдеудің нәтижелерімен белгіленген жылдамдықтарды араластыру нәтижесінде алынған [2]. Бұл жағдайда әрбір құрауыш топтар үшін теңдеулерді анықтап, кейін ішкі жүйе мен ЖАК толық компьютерлі конфигурациясы үшін анықтау керек.

Біздің жүйеде барлық құрауыш топтарды ортақ сұлбаның артық « $m$ -нен  $n$ » жеке жағдайлары деп қарастыруға болады. Тізбекті жалғанған жүйелер (оператордың бір станциясындағы дисплейдегі істен шығулардың көрсетілімдері) « $n$ -нен  $n$ » сұлбасы деп қарастырылады. Және керісінше, параллельді жалғанған сұлбалар (сақтау ішкі жүйесіндегі дискжетектердің істен шығуы) « $n$ -нен 1» сұлбасы деп қарастырылады. « $n$ -нен  $m$ » ортақ сұлбасында 1-сыйлық жылдамдығы 3-суреттегі  $0, 1, \dots, n_i - m_i$  күйлерге белгіленген, ал 0 сыйлық жылдамдығы қалған күйлерге берілген (мысалы,  $n_i - m_i + 1, \dots, n_i$  күйлері). Осылайша жинақталған құрауыш топтарының тұрақты күйге дайындығы

$A_{SS}^{(g)}(m_i, n_i, \lambda_i, \mu_i)$  мынадай түрде болады [3]:

$$A_{SS}^{(g)}(m_i, n_i, \lambda_i, \mu_i) = \frac{1}{\sum \left( \frac{\lambda_i}{\mu_i} \right)^l \frac{n_i!}{(n_i - l)!}} \sum_{k=0}^{n_i - m_i} \left( \frac{\lambda_i}{\mu_i} \right)^k \frac{n_i!}{(n_i - k)!}, 1 \leq m_i \leq n_i. \quad (5)$$

Берілген тәуелсіз статистикалық істен шығу мен құрауыш топтар арасындағы жөндеудің аяқталуы нәтижесінде (яғни құрауыш компоненттер жұмыс істеу циклін s-тәуелсіз бөлуге ие, әрбір құрауыш топ арнайы жөндеу құрылғысына ие) ішкі жүйелер үшін тұрақты күйге дайындық теңдеуін аламыз:

$$\begin{aligned} A_{SS}^{(1)} &= A_{SS}^{(g)}(2, 3, \lambda_{rt}, \mu_{rt}), \\ A_{SS}^{(2)} &= A_{SS}^{(g)}(1, 2, \lambda_{fs}, \mu_{fs}) \times A_{SS}^{(1)} = A_{SS}^{(g)}(1, 2, \lambda_{hsc}, \mu_{hsc}) \times A_{SS}^{(g)}(1, 2, \lambda_{dk}, \mu_{dk}), \\ A_{SS}^{(3)} &= A_{SS}^{(g)}(2, 3, \lambda_{hw}, \mu_{hw}), \\ A_{SS}^{(4)} &= 1 - \left[ 1 - A_{SS}^{(g)}(1, 1, \lambda_{lw}, \mu_{lw}) \times A_{SS}^{(g)}(1, 3, \lambda_{xt}, \mu_{xt}) \right]^s, \\ A_{SS}^{(5)} &= A_{SS}^{(g)}(1, 2, \lambda_{lw}, \mu_{lw}), \end{aligned} \quad (6)$$

мұндағы 1-ден 5-ке дейінгі жоғарғы индекстер сәйкесінше мәліметтерді жинау және басқару ішкі жүйесіне, сақтау, қосымшалар, қолданбалы интерфейс және коммуникацияларға тиісті. Жаңылу және жөндеу жиілігі жүйе құрауыштарының типіне сәйкес, 1-кестеде көрсетілген, төменгі индекстерге ие, ал s – қолданбалы интерфейсін ішкі жүйесіндегі оператор станцияларының саны.

1-суретте көрсетілген ЖАК АҚ дайындығы мына теңдеумен сипатталады:

$$A_{SS} = \prod_{i=1}^5 A_{SS}^{(i)}. \quad (7)$$

(7)-теңдеуді 1-кестеде көрсетілген деректерді қолданып шешу арқылы 2-кестеде көрсетілген тұрақты күйге дайындық көрсеткіштерін аламыз. Бұл кестеде I, II, III, IV күйлері қолданбалы интерфейс ішкі жүйесіндегі операторлар станциясының әртүрлі санына қатысты. II мен III күйлері аралық күйлерге сәйкес келеді. Алынған нәтижелерден, I күйден I күйге өткенде, біз жүйеге екінші оператор станциясын қосамыз, қолданбалы интерфейс ішкі жүйесінің дайындығы 1,368 % өседі. Үшінші станцияны қосқан кезде дайындық 0,0002 % ғана өседі.

Кезекті талдаулар нәтижесі үш станциядан төрт орынға өткенде АҚ дайындық коэффициентінің өсуі шексіз аз шама ( $2.6 \times 10^{-7} \%$ ) болатындығын көрсетеді. 1-кестеде көрсетілген көрсеткіштер кезінде тестік жүйенің дайындық мағынасындағы орны сақтау ішкі жүйесі болатындығын 2-кесте көрсетеді.

2-кесте

*Ішкі жүйелердің әрбір құрауыш топтардағы арнайы жөндеу құрылғысын ескеретін тұрақты дайындық күйі*

Ішкі жүйе	Дайындық коэффициенті	Ескертулер
-----------	-----------------------	------------

Деректерді жинақтау және басқару	0,999999296785	-
Сақтау	0,999980390150	-
Қосымша	0,999988771699	-
Қолданбалы интерфейс	0,998632010704	I
	0,999998128605	II
	0,999999997440	II
	0,999999999997	IV
Қатынаулар	0,999996257219	-

2-кестеде көрсетілген нәтижелер мен (7) теңдеуін қолдану арқылы 1-суретте көрсетілген ЖАК АҚ тұрақты күйге дайындық коэффициенті есептелді. Нәтижелер оператор станциясының санына байланысты көрсетілген (3-кесте).

3-кесте

*ДБАЖ тұрақты күйге дайындық коэффициенті*

Оператор станциясының саны	Дайындық коэффициенті
1	0,99859677518477
2	0,99996284488395
3	0,99996471365301
4	0,99996471620992

Алынған нәтижелер талдауы көрсеткендей, оператордың екі станциялы АҚ конфигурациясы (егер бағдарламалық қамтамасыз ету құралы жұмыс істеу жағдайында болса, сонымен қатар жүйенің жұмыс істеу цикліне сондай қатынаста болса) 99,9 % жүйелі дайындықты қамтамасыз ете алады. Алынған деректер бойынша аппараттық құралдардың жылдық орташа жұмыс істемеу уақытын анықтауға болады. Мысалы, үш станциямен жұмыс істеу жағдайындағы ЖАК АҚ дайындық коэффициенті 0,99996471365301 шаманы құрайды. Бұдан АҚ 0,003528634699 % уақыт бойында жұмыс істемейді немесе жыл көлемінде 18,5465 минут тоқтап тұрады деген қорытындыға келеміз.

## Әдебиеттер тізімі

1. Асет А. Электр жетегіндегі асинхронды реттегіштер мен бейсызықты жүктемелер // «Поиск и Ле» педагогический институт И ле-КНР. – 2009.
2. Олсон Г. Цифровые системы автоматизации и управления / Г. Олсон, Дж Пиани. – М., 2001. – 557 с.
3. Волчуков Н.П. Моделирование готовности автоматизированных систем управления в энергетике / Н.П. Волчуков, Н.Н. Титов. – М., 2001. – С. 337-340.
4. Stewart W.J. Introduction to the Numerical Solution of Markov Chains. – Princeton: Princeton Univ. Press. NJ. 1994. – 298 p.

Получено 11.05.11

УДК 69.002.5

Г.А. Гурьянов, Б.М. Абдеев

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГО-ЭЛАСТИЧНОГО ЗВЕНА ЦЕПИ НОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**

Во всех отраслях промышленности широко используются подъемно-транспортные машины и механизмы (ПТМ). Тесная связь ПТМ с общим технологическим процессом производства обуславливает необходимость обеспечения их высокой надежности в эксплуатации.

ПТМ представляет собой сложную динамическую систему, одним из основных элементов которой является тяговый орган, представляющий собой упругую связь. Тяговый орган – это элемент ПТМ, подверженный наибольшим динамическим нагрузкам (например при заклинивании и резкой остановке), любое нарушение работы которого вызывает остановку всей машины, поэтому для повышения надежности ПТМ необходимо повышать надежность их тяговых органов.

В качестве тяговых органов ПТМ (например цепных конвейеров, лебедок и др.) широкое распространение получили круглозвенные сварные цепи. Однако при анализе их работы выявляется ненадежность и недолговечность тягового органа подобного типа, а также его неспособность воспринимать и гасить возникающие при работе ПТМ динамические нагрузки. Поэтому актуальной является разработка новой конструкции тягового органа, отличающейся надежностью, долговечностью и способностью воспринимать и снижать динамические нагрузки на привод.

Для этого можно предложить следующее. Поскольку динамическая нагрузка возникает во многом вследствие того, что тяговая цепь состоит из жестких слабодеформирующихся звеньев, то целесообразным будет, например, заменить стандартные жесткие звенья упруго-эластичными, в идеале – с регулируемой степенью жесткости и упругости, из которых можно составить цепь целиком либо разместить их периодически через определенное количество стандартных звеньев. Такая цепь за счёт упругой деформации новых звеньев уменьшит степень воздействия больших динамических нагрузок, в том числе при заклинивании тягового органа. При этом, при одинаковой разрывной нагрузке в сравнении с круглозвенной сварной цепью, должен уменьшиться вес звена цепи. Таким образом, необходимость в устройстве, гасящем динамические нагрузки на тяговый орган, может быть реализована за счёт придания упруго-эластичных свойств самому тяговому органу.

На основании вышеизложенного было сконструировано новое звено тягового органа - круглозвенной цепи, на которое подана заявка на изобретение.

Для обоснования параметров нового тягового органа – упруго-эластичной круглозвенной цепи - разработаем физико-математическую модель несущей способности упруго-эластичного звена цепи - предварительно напряженного стального кольца.

Рассматриваемая статически неопределимая система (рис. 1, а) представляет собой замкнутый кольцевой элемент 1 круглого сечения 2 диаметром  $d_k$  под действием двух радиальных, диаметрально противоположных, сосредоточенных сил  $P$  и начального напряжения, созданного путём установки винтовой цилиндрической пружины растяжения 3 (рис. 2) [6].

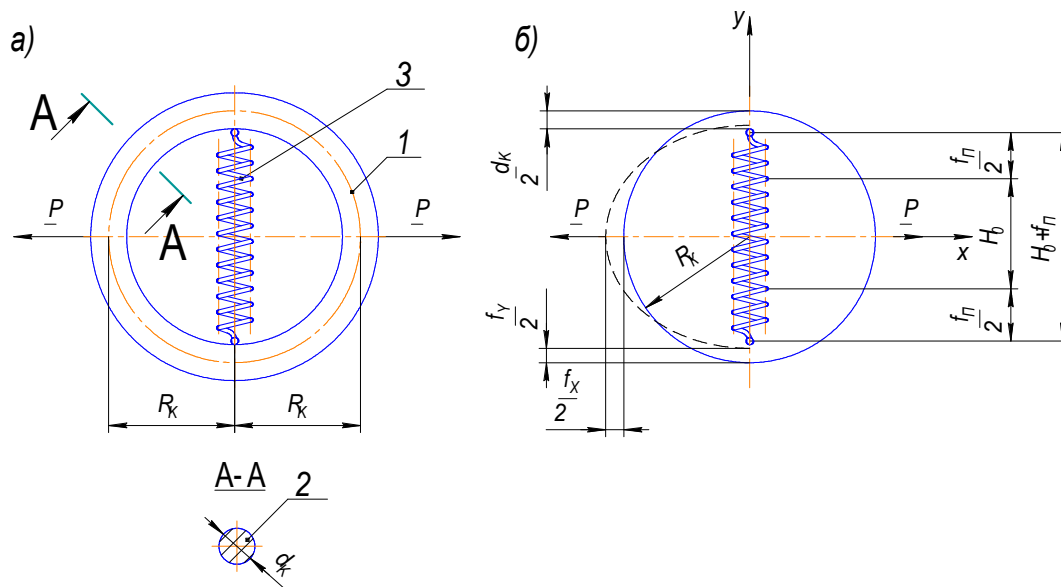


Рисунок 1 – Расчетная схема кольцевого элемента с пружиной: а - статически неопределимая система; б - расчётная схема системы; 1 – замкнутый кольцевой элемент; 2 - сечение кольцевого элемента; 3 – винтовая цилиндрическая пружина растяжения

Опишем напряженно-деформированное состояние и несущую способность конструкции упруго-эластичного звена цепи - предварительно напряженного стального кольца, с помощью нижеприведенной осесимметричной физико-математической модели (рис. 1). Физико-математическая модель представляет собой совокупность следующих основных положений:

1. Материал - однородный, изотропный, сплошной и линейно упругий, то есть подчиняется закону Гука [4, 5].

2. Не учитываются собственные массы кольца и пружины, причем начальный угол подъема оси винтового бруса пружины удовлетворяет условию  $\alpha \leq 8^\circ \dots 10^\circ$  [1, 6];  $f_{II} = f(P_{II}) \geq 0$  - функция линейной абсолютной деформации пружинного элемента в осевом направлении ( $0 \leq P_{II} \leq P_{пред}$ ) [1]:

$$f_{II} = \frac{16(1+\mu_{II}) \cdot D_{II}^3 \cdot i_{II} \cdot P_{II}}{E_{II} \cdot d_{II}^4}; \quad (1)$$

$U_{II}$  - потенциальная энергия пружины при  $\mu_{II}=0,3$  [1] с учетом (1):

$$U_{II} = \frac{P_{II} \cdot f_{II}}{2} = \frac{10,4 \cdot D_{II}^3 \cdot i_{II} \cdot P_{II}^2}{E_{II} \cdot d_{II}^4}. \quad (2)$$

3. По соотношению геометрических размеров  $d_K$ ,  $R_K$  и величин экстремальных перемещений  $f_X > 0$ ,  $f_Y < 0$  (рис. 1),  $R_K = 5d_K$ ,

$$\frac{|f_X|}{2} \ll R_K, \quad \frac{|f_Y|}{2} \ll R_K, \quad (3)$$

кольцо классифицируется как относительно жесткий брус малой кривизны со всеми вытекающими отсюда классическими упрощениями [1, 2, 4-6].

4. Материалом кольцевого элемента является стальной спиральный канат с нормативным разрывным усилием  $P_{PK}$ , нормируемым коэффициентом запаса усталостной прочности  $n_K=1,7...3,0$  [9] и пониженным за счёт деформации при свивке модулем упругости  $E_K$ , по сравнению с  $E=2,06 \cdot 10^5$  МПа  $\approx 2,1 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup> высокосортовой патентованной углеродистой проволоки диаметром  $d_T=0,3...3,0$  мм, имеющей предел текучести  $\sigma_T$  (МПа) (ГОСТ 9389-75 – «Проволока стальная углеродистая пружинная»), применяемой для изготовления канатов [8] и многожильных винтовых пружин [1, 6].

5. Руководствуясь рекомендациями [6] для приближенной количественной оценки параметра  $E_K$ , используем экспериментально-теоретическую зависимость, применяемую при проектировании пружин:

$$E_K = \xi' \cdot \Phi \cdot E, \quad (4)$$

где  $\xi'$  - коэффициент жёсткости троса при независимой работе жил;

$$\xi' = \frac{(1 + \mu_{II}) \cdot \cos \delta}{1 + \mu_{II} \cdot \cos^2 \delta}, \quad (5)$$

где  $\delta$  - угол свивки (обычно  $20^\circ \leq \delta \leq 30^\circ$ , [6]);  $\mu_{II} = 0,3$  - коэффициент Пуассона;  $\Phi = 0,6...0,7$  - понижающий конструктивно-технологический фактор.

6. До монтажа натяжного устройства 3 (рис. 1, а, рис. 2) и приложения силы  $P$  кольцевая деталь 1 (рис. 1, а) находится в естественном состоянии, что соответствует нулевым значениям напряжений и деформаций [1, 4, 5, 10]. Частичную реализацию данной предпосылки можно обеспечить в процессе предварительного обжатия кольца после его изготовления с соблюдением технологии навивки проволоки, как в многожильных винтовых пружинах [6].

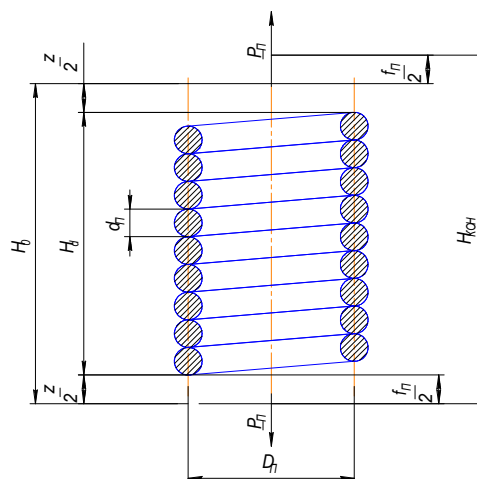


Рисунок 2 – Пружина кольцевого элемента

Конструкция может испытывать дополнительное инерционное (динамическое) нагружение от неупругого удара [1, 7, 9] массой  $m$ , приложенной с постоянной скоростью  $v=const$  в точке и по направлению действия статического растягивающего усилия  $P$  (рис. 3) (например при внезапной остановке перемещаемого груза), когда ускорение силы тяжести  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>, причем

$$m = \frac{P}{g}. \quad (6)$$

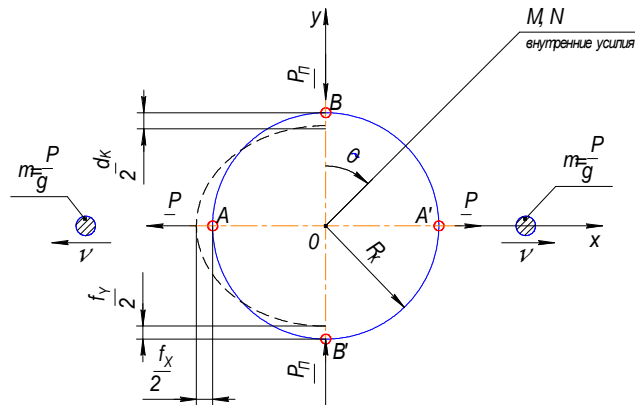


Рисунок 3 - Действие сил на кольцо

Расчётное (предельно допустимое) усилие  $P_{TP}$  растяжения троса 1 (рис. 1, а), а также допускаемое нормальное напряжение  $[\sigma]$  материала его проволок и коэффициент запаса кольца  $n_K \geq [n_K]$  определяем в соответствии с [1, 6, 8, 9, 11]:

$$P_{TP} = \frac{\gamma_c \cdot \gamma_0}{\gamma_m} \cdot P_{PK} = 0,4 P_{PK}, \quad (7)$$

$$n_K = \frac{[P_{TP}]}{N_{MAX}} = \frac{2P_{TP}}{P \cdot (1 + K_D)} = \frac{0,8 P_{PK}}{P \cdot (1 + K_D)}, \quad (8)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_K]} \approx (0,33 \div 0,59) \sigma_T, \quad (9)$$

где  $K_D \geq 0$  - динамический коэффициент, учитывающий возможный ударный силовой импульс при  $v \geq 0$ ;  $N_{MAX}$  - наибольшее продольное усилие в кольце, Н;

$$N_{MAX} = \frac{P}{2} (1 + K_D), \quad (10)$$

$\gamma_c$ ,  $\gamma_0$ ,  $\gamma_m$  - соответственно коэффициенты условий работы, однородности и надёжности [8, 11]:

$$\gamma_c = \gamma_0 = 0,8; \quad \gamma_m = 1,6. \quad (11)$$

Далее вводим приведённые к условному сплошному круглому профилю кольца следующие геометрические характеристики:  $F_K$  - площадь поперечного сечения троса, в которой  $i_K$  проволок при диаметре  $d_{\Delta} < d_K$  эквивалентного сплошного круглого бруса (рис. 1, а):

$$F_K = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} i_K = \frac{\pi \cdot d_{\Delta}^2}{4}, \text{ откуда } d_{\Delta} = d_T \sqrt{i_K}, \quad (12)$$

где  $J$ ,  $W$  - осевые моменты инерции и сопротивления [9]:

$$J = \frac{\pi \cdot d_{\Delta}^4}{32} = \frac{\pi \cdot d_T^4 \cdot i_K^2}{64}, \quad W = \frac{\pi \cdot d_{\Delta}^3}{32} = \frac{\pi \cdot d_T^3 \cdot i_K \sqrt{i_K}}{32}, \quad (13)$$

где  $d_T$  - диаметр одной жилы (проволоки), м.

Раскрываем статическую неопределимость симметричной стержневой модели (рис. 3), используя принцип суперпозиции и справочные формулы функций изгибающего момента  $M=M(\theta)$  и продольной силы  $N=N(\theta)$  в радиальном сечении кольцевой детали, а также



пренебрегая силовой поперечной составляющей  $Q=Q(\theta)$  на основании условия (3) и того, что  $\alpha \leq 8^\circ \dots 10^\circ$  [1, 4, 9, 10]:

$$M = R_K \left[ P \cdot \left( \frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \cos \theta \right) - P_{II} \left( \frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \sin \theta \right) \right], \quad (14)$$

$$N = \frac{P}{2} \cos \theta - \frac{P_{II}}{2} \sin \theta, \quad 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}. \quad (15)$$

В сечениях кольца  $AA'$  и  $BB'$  внутренние усилия  $M, N$  принимают следующие экстремальные статические значения  $K_{II}=0$ :

$$M_A = M_{A'} = M\left(\frac{\pi}{2}\right) = R_K (0,3183P + 0,1817P_{II}), \quad (16)$$

$$M_B = M_{B'} = M(\theta) = -R_K (0,3183P_{II} + 0,1817P), \quad (17)$$

$$N_A = N_{A'} = N\left(\frac{\pi}{2}\right) = -\frac{P_{II}}{2}; \quad N_B = N_{B'} = N(0) = \frac{P}{2}. \quad (18)$$

Изменения диаметров  $AA'$  и  $BB'$  кольцевого элемента в направлении координатных осей  $x$  и  $y$  от сил  $P$  и  $P_{II}$  описываем параметрами  $f_x, f_y$  (рис. 3), для аппроксимации которых используем известные зависимости [2, 4] в сочетании с уже упомянутым принципом суперпозиции:

$$f_x = \frac{R_K^3}{E_K \cdot J} \left[ P \left( \frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi} \right) + P_{II} \left( \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2} \right) \right] = \frac{R_K^3}{E_K \cdot J} (0,149P + 0,137P_{II}), \quad (19)$$

$$f_y = \frac{R_K^3}{E_K \cdot J} \left[ P_{II} \left( \frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi} \right) + P \left( \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2} \right) \right] = \frac{R_K^3}{E_K \cdot J} (0,149P_{II} + 0,137P). \quad (20)$$

Статическую неопределимость моделируемой упругой системы, связанную с определением растягивающей пружины нагрузки  $P_{II}$  (рис. 2, 3), раскрываем при помощи механико-геометрического уравнения совместности абсолютных деформаций  $f_y, f_{II}$  и проектных размеров конструкции  $R_K, d_K, H_0$  (рис. 1, б), используя соотношения (1) и (20):

$$H_0 + f_{II} + f_y = 2R_K - d_K. \quad (21)$$

Откуда

$$\frac{16(1+\mu_{II})D_{II}^3 \cdot i_{II}}{E_{II} \cdot d_{II}^4} P_{II} + 0,149 \frac{R_K^3}{E_K \cdot J} P_{II} + 0,137 \frac{R_K^3}{E_K \cdot J} P = 2R_K - d_K - H_0 > 0 \quad (22)$$

или

$$P_{II} = \frac{[E_K \cdot J(2R_K - d_K - H_0) - 0,137R_K^3 \cdot P] \cdot E_{II} \cdot d_{II}^4}{16(1+\mu_{II})D_{II}^3 \cdot i_{II} \cdot E_K \cdot J + 0,149R_K^3 \cdot E_{II} \cdot d_{II}^4}. \quad (23)$$

При стационарном режиме нагружения пружинный элемент 3 (рис. 1, а) будет работать на растяжение в том случае, когда  $P_{II} \geq 0$  [6]. Это значит, что выражение в квадратных скобках в формуле (23) может быть только положительным или равным нулю, то есть

$$E_K \cdot J(2R_K - d_K - H_0) - 0,137R_K^3 \cdot P \geq 0. \quad (24)$$

Откуда

$$P \leq 7,299 \frac{E_K \cdot J}{R_K^3} (2R_K - d_K - H_0). \quad (25)$$

Кроме того, соблюдение граничного неравенства (25) должно одновременно соответствовать и нормативному диапазону изменения силы  $P_{II}$  на замкнутом интервале [6]:

$$P_{MIN} \leq P_{II} \leq P_{MAX} = \frac{\pi \cdot d_{II}^3}{8k \cdot D_{II}} [\tau_K] . \quad (26)$$

По условиям работы звена цепи, наряду со статической силой  $P$ , возможна дополнительная кратковременная ударная нагрузка  $P_d > P$  от массы (б), движущейся со скоростью  $v = const \geq 0$  (рис. 3). Расчёт реальных механических систем на удар достаточно труден, поэтому для инженерных приложений ограничимся известным приближенным энергетическим методом расчёта [1, 4, 5], основная цель которого заключается в определении статической нагрузки  $S \geq 0$ , эквивалентной динамическому воздействию  $P_d$  на конструкцию, то есть  $S \equiv P_d \geq 0$ .

В случае неупругого удара [1, 7, 9] при выполнении закона Гука для материалов системы (рис. 1), а также использованной предпосылки о малости перемещений, соблюдается подобие статической и динамической кривых деформированной геометрической оси кольца, откуда следует прямая пропорциональная зависимость:

$$S \equiv K_d \cdot P_d , \quad (27)$$

где  $K_d \geq 0$  - искомый динамический коэффициент при  $v \geq 0$ .

Далее находим кинетическую энергию для момента времени перед ударом, принимая во внимание (б),

$$K_{\text{э}} = \frac{mv^2}{2} = \frac{Pv^2}{2g} . \quad (28)$$

Соответствующую потенциальную энергию  $U$  деформации конструкции от нагрузки  $S$  определяем, руководствуясь [4, 5] и выражениями (2), (14), после замены  $P$  на силу  $S$ , аппроксимируемую линейной функцией (27). В результате будем иметь (рис. 3):

$$\begin{aligned} U &= 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M^2 R_K}{2E_K \cdot J} \cdot d\theta + U_{II} = \\ &= \frac{2R_K^3}{E_K \cdot J} [0,0371 (K_d^2 \cdot P^2 + P_{II}^2) + 0,0683 K_d \cdot P + P_{II}] + \frac{10,4 D_{II}^3 \cdot i_{II}}{E_{II} \cdot d_{II}^4} P_{II}^2 . \end{aligned} \quad (29)$$

Для формулы (29) использованы табличные интегралы по [3, 9].

Как уже отмечалось, деформируемая деталь 3 (рис. 1, а) является пружиной растяжения до тех пор, пока  $P_{II} \geq 0$ . На этом основании полагаем, что предельное значение  $P_{II} = P_{MIN} = 0$  и соответствует моменту удара с пониженной энергией  $U$ , согласно зависимости (29), до величины

$$U_{MIN} = \frac{0,0742 K_d^2 \cdot P^2 + R_K^3}{E_K \cdot J} , \quad (30)$$

а статическое граничное неравенство (24) преобразуется к виду

$$E_K \cdot J (2R_K - d_K - H_0) - 0,137 \cdot R_K^3 \cdot P (1 + K_d) = 0 , \quad (31)$$

адекватному, с учётом (27), статической расчётной нагрузке

$$P_{\Sigma} = P + s = P (1 + K_d) . \quad (32)$$

Из условия равенства энергий [4, 5]:

$$U_{MIN} = K_{\text{э}} , \quad (33)$$

получаем необходимую для дальнейшего решения задачи формулу, учитывая выражение

(28) и  $P_{II} = P_{MIN} = 0$

$$K_{д} = 2,596 \frac{v}{R_k} \sqrt{\frac{E_k \cdot J}{R_k \cdot g \cdot P}}. \quad (34)$$

Правомерность введённой дополнительной предпосылки, что  $P_{II} = P_{MIN} = 0$  подтверждается функциональным соотношением (23), из которого следует, что с ростом внешней нагрузки  $P$  растягивающая сила  $P_{II}$  в пружине уменьшается, то есть снижается её роль как амортизирующего фактора, смягчающего ударное воздействие движущейся массы (6).

В качестве примера, иллюстрирующего эффективность замены сплошного кольца на неразрезное кольцо из троса, сравним соответствующие значения наибольших динамических коэффициентов:  $K_{д1}$  – для обычного сварного кольца цепи и  $K_{д2}$  – для упруго-эластичного кольца цепи, рассчитанных по формуле (34) при соответствующих значениях параметров звеньев и задавшись численными величинами угла свивки  $\delta = 30^\circ$  и параметра  $\Phi = 0,6$ , от которых ((4) и (5)), зависит модуль упругости каната (кольца):

$$E_k = \Phi \cdot E \frac{(1 - \mu_{II}) \cos \delta}{1 - \mu_{II} \cos^2 \delta} = \frac{0,6(1 + 0,3) \cos 30^\circ}{1 + 0,3 \cos^2 30^\circ} \cdot E = 0,5514E. \quad (35)$$

Результат деления коэффициента  $K_{д2}$  на коэффициент  $K_{д1}$ , рассчитанных по выражению (34) с учётом (37),

$$\frac{K_{д2}}{K_{д1}} = \sqrt{0,5514} \approx 0,74 \quad (36)$$

доказывает существенное уменьшение (на 26 %) параметра  $K_{д2}$  по сравнению с  $K_{д1}$ . При этом на столько же понижается и динамическая нагрузка  $S$  от ударного силового импульса.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. На основании проведённого анализа нагрузок, действующих на тяговый орган ПТМ, предложена новая конструкция тягового органа в виде круглозвенной цепи с упруго-эластичными звеньями.
2. Применение упруго-деформируемого звена взамен стандартного сварного устранит недостатки круглозвенных сварных конструкций цепей, а также придаст конструкции тягового органа дополнительные преимущества.
3. Расчет доказывает существенное уменьшение (на 26%) динамического коэффициента упруго-эластичного звена цепи по сравнению с динамическим коэффициентом стандартного сварного звена. При этом на столько же понижается и динамическая нагрузка  $S$  от ударного силового импульса, который образуется при заклинивании тягового органа.

#### Список литературы

1. Биргер Н.А. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник /Н.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Справочник машиностроителя: В 6 т. / Под ред. С.В. Серянина. – М.: Машгиз, 1963. – Т. 3. – 652 с.
3. Бронштейн И.М. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов /И.М. Бронштейн, К.А. Семендаев. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1962. – 608 с.
4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. – М.: Наука, 1986. – 512 с.
5. Беляев Н.М. Сопротивление материалов: Учеб. пособие – М.: Наука, 1965. – 856 с.
6. Пономарёв С.Д. Расчёт упругих элементов машин и приборов /С.Д. Пономарёв,

- Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
7. Воронков И.М. Курс теоретической механики: Учеб. для вузов. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1961. – 596 с.
  8. Математические конструкции: Спец. курс / Под ред. Н.С. Стрелецкого. – М.: Стройиздат, 1965. – 368 с.
  9. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов /Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наукова думка, 1975. – 704 с.
  10. Бирор И.А. Сопротивление материалов: Учеб. пособие. / И.А. Бирор, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
  11. СНиП II-23-81\*. Стальные конструкции. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1990. – 96 с.
  12. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. – М.: Машгиз, 1962. – 456 с.

Получено 14.04.11

УДК 625.08 (075.8)+69.002.5

**Г.А. Гурьянов, О.Ю. Васильева**

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

#### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТДАЧИ ОТ ПРОЦЕССА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАСЕЛ И ТОПЛИВ В ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Еще не так давно гидравлический привод – основной потребитель рабочих жидкостей и масел - не имел того широкого применения, какое имеет сейчас. С развитием гидравлического привода дорожно-строительных машин и увеличением мощности их двигателей объемы использования разнообразных масел и топлив резко и весьма значительно возросли. При этом возможны проблемы, связанные со все возрастающим потреблением эксплуатационных материалов. Поэтому необходим ряд мер, применение которых может расширить возможности использования нефтепродуктов, обеспечить их экономию, повысить долговечность и ресурс машин и гидрооборудования.

Общеизвестно, что загрязненность масла оказывает большое влияние на техническое состояние агрегатов машин. Твердые частицы, взвешенные в масле, вызывают интенсивное изнашивание и преждевременный выход из строя агрегатов. Исследованиями В.М. Сапожникова и других установлено, что гидросистемы загрязняются при заправке рабочей жидкостью (20 %); в процессе изготовления, ТО или ремонта (60 %); в результате изнашивания подвижных элементов (20 %). Изучение процесса эксплуатации дорожно-строительных машин на предприятиях г. Усть-Каменогорска показало, что 30-52 % отказов машин приходится на гидропривод, а рабочая жидкость в гидросистемах машин имеет загрязненность выше норм. Причина этого - несвоевременная и некачественная очистка рабочей жидкости при эксплуатации машин.

Поэтому имеется потребность в установках, которые могли бы эффективно очищать масла от посторонних примесей, гарантированно обеспечивая установленную стандартами чистоту рабочих жидкостей и масел. Проведение такой очистки обычно приурочивается к проведению текущих и капитальных ремонтов. Это позволяет продлить срок службы масел, использовать масла повторно, что сокращает затраты на эксплуатацию.

Первоначально в большинстве случаев в качестве очистительных устройств на установках для очистки рабочих жидкостей и масел применялись гидравлические фильтры различной конструкции. Недостатками таких установок являются сравнительно низкая тонкость очистки (20-40 мкм) и частая замена фильтрующих элементов новыми, что уве-

личивает стоимость работы установки.

Следовательно, существующие установки, аппараты очистки и технология восстановления эксплуатационных свойств масел должны постоянно совершенствоваться. Использование установок с центрифугами в качестве очистительных элементов является значительно более эффективным по сравнению с фильтрами, поскольку центрифуги обладают рядом преимуществ перед другими очистителями (в т.ч. магнитными, электростатическими и прочими) по основным критериям эффективности, в том числе и по главному показателю качества очистки - обеспечению минимального износа агрегатов. Например, полнопоточные тонкослойные центробежные очистители обеспечивают тонкость очистки в пределах 10-15 мкм и концентрацию механических примесей меньше 0,004 % по весу.

Пример такой центрифуги, разработанной в Восточно-Казахстанском государственном техническом университете (ВКГТУ) специально для использования в стендах для очистки жидкостей от частиц механических загрязнений, приведен на рис. 1.



Рисунок 1 – Тонкослойная центрифуга

Центрифуга работает следующим образом. При разгоне ротора до 3000 об/мин рабочая жидкость через приемную трубу поступает в ротор. В центробежном поле высокой интенсивности механические примеси выделяются из рабочей жидкости и оседают в роторе. Очищенная жидкость выводится из очистителя. Осадок механических примесей периодически срезается ножом с поверхности ротора и попадает в бункер, а оттуда шнеком выносится в кювету.

Но несмотря на преимущества центробежных очистителей, следует отметить, что и они не могут полностью улавливать за один проход частицы загрязнений размером меньше 10-15 мкм, особенно при расходах больше 100 л/мин. При этом зазоры в подвижных парах трения гидроагрегатов находятся в пределах 5-15 мкм, а при работе под нагрузкой уменьшаются до 3-5 мкм, то есть механические загрязнения размером больше 5 мкм уже опасны для пар трения. Поэтому более эффективным может быть использование комбинированных способов, например: частицы загрязнений, не уловленные в центрифугах, далее могут быть измельчены до размеров, не опасных для пар трения и способствующих улучшению противоизносных свойств масла.

Сначала Е.Г. Семенидо, а затем и другие исследователи, основываясь на экспериментальных данных, определили, что наличие в зазоре узла трения высокодисперсных неорганических и органических частиц существенно улучшает процессы трения и изнашивания прирабатываемых поверхностей, а также антифрикционные свойства масел [1-2]. То есть преднамеренным диспергированием механических примесей в рабочей жидкости до размеров менее 3 мкм можно существенно уменьшить износ пар трения гидроагрегатов.

Для борьбы с частицами загрязнений размером от 5 мкм и более, которые могут принести наибольший вред парам трения, в ЛИСИ, а затем и в ВКГТУ был разработан и усовершенствован комбинированный метод обработки масел, заключающийся в применении очистки масла в центрифуге (тонкость очистки 5-10 мкм) с последующим измельчением частиц, не уловленных очистителем, в специальном устройстве – диспергаторе, до размеров, не опасных для пар трения (1-3 мкм и менее).

На рис. 2 приведен диспергатор, также разработанный в ВКГТУ и предназначенный для сверхтонкого измельчения механических примесей, не уловленных центрифугой. Рабочая жидкость поступает через входной патрубок в диспергатор, где подвергается различным воздействиям, в результате взвешенные в жидкости частицы загрязнений измельчаются.

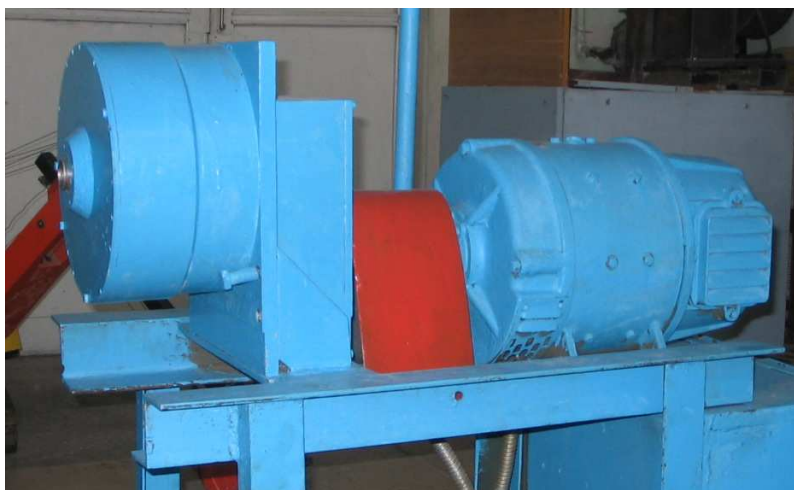


Рисунок 2 – Диспергатор

Двухстадийная схема очистки рабочей жидкости – центрифугирование с последующим измельчением частиц, не уловленных в центробежном поле, является весьма эффективной и позволяет получать тонкость очистки менее 5 мкм. При этом концентрация частиц загрязнений составляет не больше 0,005 % по весу. Испытания, проведенные на предприятиях, эксплуатирующих строительные и дорожные машины, показывают, что использование центрифуг в сочетании с измельчителями увеличивает срок службы гидрооборудования в 3-4 раза при общем снижении затрат на обслуживание; срок службы рабочей жидкости увеличивается в 2,5-3 раза, а предварительный расчет экономического эффекта от использования комбинированной системы очистки рабочей жидкости может составить 50-90 тыс. тенге в год на одну машину.

Еще более увеличить срок службы масел позволяют результаты работы ученых

МАДИ, СиБАДИ и др., которые исследовали состояние и изменение эксплуатационных свойств рабочих жидкостей и масел в процессе эксплуатации. Ими установлено, что в подавляющем большинстве случаев к моменту замены масел и рабочих жидкостей их физико-химические свойства и показатели качества практически не меняются за исключением содержания механических примесей, воды и присадок, то есть минеральная основа масел сохраняется практически в первоначальном виде, откуда следует, что масла и рабочие жидкости к моменту замены еще вполне пригодны к эксплуатации. Поэтому можно предположить, что при удалении механических примесей и воды, введении присадок, масла практически полностью будут восстанавливать свои свойства, что сделает возможным их неоднократное повторное использование.

Комплексное восстановление свойств и многократное использование масел позволит значительно снизить затраты на эксплуатацию машин, причем снижение затрат будет тем существеннее, чем большее количество масел и рабочих жидкостей использует потребитель.

Если же использование восстановленного масла (рабочей жидкости) вместо свежего (полное использование) нежелательно, то бывает возможным использовать свежее масло в смеси с восстановленным или очищенным в определенной пропорции (частичное использование).

Также с этих позиций заслуживают внимания весьма интересные результаты в плане использования различных масел не по прямому их назначению, полученные при исследованиях С.В. Корнеевым. Так, испытания очищенного отработанного моторного масла показали (восстановление его эксплуатационных свойств в сравнении со свежим индустриальным маслом) возможность использования очищенного отработанного моторного масла вместо индустриального той же вязкости, так как эксплуатационные свойства у очищенного отработанного моторного масла оказались не хуже, чем у свежего индустриального. Также на предприятиях скапливается значительное количество отработанных трансформаторных масел, которые нельзя использовать по их прямому назначению вследствие утраты ими специфических свойств. Сравнительные испытания эксплуатационных свойств очищенного трансформаторного масла и гидравлических масел (рабочих жидкостей) показали их полное соответствие. На основании чего предлагается использовать очищенные трансформаторные масла как базу для получения рабочих жидкостей.

Таким образом, масла и рабочие жидкости перестают эксплуатироваться, еще не выработав свой ресурс и не утратив физико-химические свойства своей основы по причине повышенной загрязненности, обводненности и утраты присадок. Восстановление эксплуатационных свойств масел, продление срока их службы заключается в качественной очистке и измельчении частиц загрязнений, не уловленных очистителями, а также в восстановлении утраченных присадок. При этом следует отметить, что в перспективе подобная технология позволит придавать маслам дополнительные модифицированные свойства.

По расчетам, повторное использование отработанных масел позволяет в 2,5-3 раза снизить расходы на их приобретение.

Еще одним агрегатом дорожно-строительных машин, открывающим широкие перспективы для совершенствования процессов использования масел и топлива, являются двигатели внутреннего сгорания. По прогнозам специалистов в ближайшем будущем дизельный двигатель сохранит ведущее место в качестве основной энергетической установки для дорожно-строительных машин. Однако дальнейшее совершенствование дизелей требует применения неординарных решений. Новые подходы к процессам приготовления и использования топлива для дизелей позволяют не только обеспечить его экономию, но и найти но-

вое применение отработанным маслам, обеспечить их вторичное использование.

В настоящее время разрабатываются и все шире применяются технологии топливо-приготовления, позволяющие воздействовать на физико-химические свойства топлив. По нашему мнению, наиболее удачным решением проблем ресурсосбережения и экологии при работе дорожно-строительных машин является использование в качестве топлива водотопливных и топливомасляных эмульсий (ВТЭ и ТМЭ) - принципиально нового вида жидкого синтетического топлива, образованного путем тепломассоэнергообменной «сшивки» воды или отработанного масла с жидкими энергоносителями на молекулярном уровне. Использование ВТЭ и ТМЭ позволяет получить хорошие результаты с точки зрения энергосбережения, поскольку дает экономию топлива.

Значительные результаты достигнуты в использовании ВТЭ в судовом дизелестроении [3]. Поэтому имеет смысл в дальнейшем использовать их и в дизельных двигателях дорожно-строительных машин.

Так, на российских судах при использовании гомогенизированной ВТЭ на базе высоковязких топлив в топливной системе судовых дизелей старой конструкции во всех случаях обеспечивалось снижение расхода топлива в двигателе не менее чем на 12%, температуры выпускных газов - на 80...100 °С. Таким образом, без применения сложных, дорогостоящих конструктивных и технологических решений экономичность двигателей практически повышалась до уровня показателей двигателей нового поколения. Все элементы двигателей и топливной аппаратуры с переводом на ВТЭ работали надежно, прекратилось коксование и отложение смол на деталях ДВС, скорость износа основных деталей цилиндропоршневой группы не увеличилась.

Применение эмульгированного топлива качественно изменяет процессы смесеобразования и горения в цилиндрах дизелей в положительную сторону. Возрастание объема продуктов сгорания при сжигании топлива увеличивает работу газов в цилиндрах дизеля. Кислород, поступивший с ВТЭ, в предпламенном процессе окисляет топливо в областях камеры сгорания, недоступных для взаимодействия с кислородом воздушного заряда, интенсифицируя скорость и полноту сгорания топлива.

Также весьма существенным вопросом, требующим решения, является возможность применения в дизелях дорожно-строительных машин дешевых высоковязких топлив: ВТЭ, полученных на основе высоковязкого топлива, по типу топлива, применяемого для судовых дизелей (в условиях роста цен на дизельное топливо может дать реальную экономию).

Применение ТМЭ не получило пока широкого распространения и результатов, которые позволили бы судить об эффективности ее применения, пока недостаточно. Имеются сведения о применении некоторыми фирмами Австрии и Германии отработанных масел для приготовления ТМЭ для дизельных двигателей. Результаты применения ТМЭ с 3...10 % добавления масла показывают, что уменьшения мощности двигателей не наблюдается при любом процентном содержании масла, при увеличении содержания масла до 10 % наблюдается повышенная дымность выхлопов при холостом режиме работы дизеля, а при содержании масла, не превышающем 3 %, дымность выхлопов напротив, снижается, как и содержание в выхлопе вредных веществ. Сведений о влиянии ТМЭ на надежность и долговечность дизелей не имеется. При этом надо отметить, что результаты приведены для ТМЭ, полученной путем простого добавления масла в топливный бак без перемешивания и специального приготовления. Поэтому при приготовлении ТМЭ в специальных аппаратах с получением неразделяющейся смеси результаты применения ТМЭ



могут быть другими, более положительными. Вопросы эффективности применения ТМЭ нуждаются в дальнейшей проработке, но есть хорошие предпосылки к тому, чтобы ее использование оказалось весьма полезным и перспективным. Во всяком случае, уже сейчас можно говорить о применении ТМЭ как средстве утилизации отработанных масел и экономии топлива.

Таким образом, в настоящее время наиболее эффективными являются технологии топливоприготовления, позволяющие получать водотопливные и топливомасляные эмульсии. Причем известно, что применение ВТЭ позволяет повысить мощность двигателя, снизить расход топлива (на 20...40 %) и уменьшить выброс вредных веществ в окружающую среду. Применение ТМЭ не получило пока широкого распространения, но имеющиеся результаты весьма обнадеживающие и ее использование уже сейчас представляется перспективным. Специальная обработка высоковязких топлив (мазотов) с приготовлением ВТЭ может позволить использовать их в дизельных силовых установках дорожно-строительных машин, что снизит затраты на эксплуатацию.

Из всего вышесказанного следует, что увеличения срока службы, повышения эффективности отдачи и расширения возможностей использования масел, рабочих жидкостей и топлив дорожно-строительных машин можно добиться за счет качественной центробежной очистки масел и рабочих жидкостей, измельчения не уловленных в очистителях частиц загрязнений, восстановления эксплуатационных свойств масел путем добавления утраченных присадок, а также приготовлением и использованием водотопливных и топливомасляных эмульсий, позволяющих не только сэкономить топливо, но и частично решить проблемы утилизации отработанных масел и экологические проблемы.

#### Список литературы

1. Будагов Ф.К. Исследование эффекта кавитации при очистке рабочих жидкостей строительных машин: Строительные машины, автомобили и двигатели // Матер. XXXI НТК. - Киев: КИСИ, 1970.
2. Венцель Е.С. Улучшение свойств смазочных масел при применении в системах смазки гидродинамических систем / Е.С. Венцель, М.М. Синтковский, В.Н. Юрьев // Вестник машиностроения. - № 10. - 1972.
3. Завгородний Б.В. Применение гидродинамических устройств на судах в энергосберегающих и природоохранных технологиях: Сайт [www.esco-ecosys.narod.ru](http://www.esco-ecosys.narod.ru), 20.11.2006.

Получено 20.04.11

---

УДК 621.2:631.347.1:627.844 (532.543.4-5.575.2)

**З.Д. Джакыпова**

КГУСТА им. Исанова, г. Бишкек

#### ИЗУЧЕНИЕ ТЕЧЕНИЙ И ВИХРЕЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ВСЛЕДСТВИЕ НАЛИЧИЯ В ПОТОКЕ ПЛОХООБТЕКАЕМОГО ТЕЛА

Выдвинутое М.А. Великановым положение о взаимодействии между потоком и руслом [1] определяет самую основу и динамическую сущность руслового процесса. В настоящее время имеются не только качественные описания этого взаимодействия, но и некоторые количественные данные. Получению таких данных может способствовать выделение в потоке над русловыми формами отдельных зон и изучение влияния этих зон на

перемещение твердых частиц.

Деформации русла и твердый сток находятся во взаимосвязи, и поэтому при гидродинамическом подходе к исследованию деформаций русел [1] обязательным является изучение стока наносов. Расход донных наносов непосредственно связан с формой гряды и зависит от положения створа, где он измеряется, в подвалье гряды наблюдается зона обратного движения донных наносов. Это говорит о неопределенности понятия средний расход, если он определяется для отдельных створов. Средний расход донных наносов должен определяться для всей русловой формы. Над русловой формой концентрация взвешенных наносов в разных местах потока различна, к тому же имеется зона с обратными скоростями, так что при исследовании среднего расхода взвешенных наносов необходимы измерения по всей русловой форме. И только при дифференциальном подходе к исследованию движения донных и взвешенных наносов будет увеличена точность подсчета твердого расхода вдоль участка водотока.

Практическое значение знания руслового процесса становится значительно шире [1, 4]: прогноз русловых деформаций при условии строительства на реках плотин, мостов, трубопроводов, водозаборов, береговых укреплений, а также вопросы, связанные с ограждением народнохозяйственных объектов от разрушений потоками, расчет отстойников, каналов на заиление и многие другие вопросы - все это требует знаний закономерностей руслового процесса.

Все перечисленные вопросы указывают на необходимость более детального исследования движения наносов и переформирования русла, с тем чтобы более экономично создавать сооружения, связанные с речным потоком.

М.С. Фомичев, подчеркивая необходимость познания структуры потока для гидротехнического строительства [1, 2, 4], пишет: «При строительстве и эксплуатации гидротехнических сооружений часто приходится сталкиваться с разрушением дна или стенок водотока за преградами различных форм, в той или иной степени уменьшающих живое сечение потока. Чтобы найти эффективные способы борьбы с подобными разрушениями необходимо знать структуру течения в зоне влияния преграды. Как известно, до сих пор структура течения остается недостаточно ясной даже для такого наиболее простого и общего случая, как обтекание плоской пластинки реальным потоком жидкости».

М.С. Фомичев, рассматривая структуру потока в нижнем бьефе за плоским затвором, выделил несколько устойчивых видов движения: струйное, плавноизменяющееся движение в транзитной струе [3, 5], постепенно расширяющейся до глубины нижнего бьефа; поступательно-вращательное, образующееся под транзитной струей; обратное в сторону затвора. Он пришел к выводу, что вихреобразование на границе раздела потока между транзитной струей и обратным течением является одной из главных причин, вызывающих пульсацию гидродинамического давления внутри реального потока. Наличие препятствия в потоке, пусть оно будет и незначительных размеров по сравнению с размерами потока, создает в нем местное перераспределение скоростей, вызывающее вихревое (поступательно-вращательное) движение с энергией, в несколько раз превышающей энергию невозмущенного турбулентного потока, способной вызвать местные разрушения и деформацию ложа в районе расположения препятствия.

Касаясь роли отрывных течений, Б.А. Фидман [6] отмечает, что в литературе о гидравлике роли отдельных областей течения уделяют мало внимания. А между тем правильное объяснение и дальнейшее исследование природы диссипации в отрывных потоках важно как с теоретической, так и с практической точки зрения, поскольку, таким об-

разом, раскрывается физический смысл и выясняются закономерности потерь энергии, общие для большинства случаев, так называемых местных сопротивлений, связанных, как правило, с явлением отрыва потока.

На рис. 1 представлена схема течения при внезапном увеличении глубины по Фидману, в которой выделяются три основные зоны: 1 – ненарушенная струя; 2 – зона застоя; 3 – граничная область усиленного перемешивания.

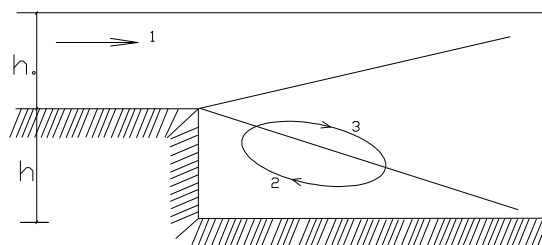


Рисунок 1 - Водослив с широким порогом

В работах Б.А. Фидмана [6] наибольшее внимание уделяется потерям энергии, а также ее переносу. Им подчеркивается, что изучение структуры потока при внезапном увеличении глубины позволяет объяснить формирование гряд на дне русла.

Среди теоретических работ необходимо отметить статьи Н.С. Знаменской [3], где дается гидродинамический анализ потерь энергии в потоке с грядовой формой дна. Для этой цели используется формула Стокса скорости рассеяния энергии для единицы объема двухмерного потока:

$$\hat{O} = 2\mu \left[ \left( \frac{du}{dx} \right)^2 + \left( \frac{dv}{dz} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{du}{dz} + \frac{dv}{dx} \right)^2 \right]. \quad (1)$$

Водоворотная часть потока в подвалье гряды представлена системой эллипсовидных вальцов.

Описано уравнение скорости рассеяния энергии в единице объема для эллиптического водоворота Н.Е. Кондратьева [3]:

$$\hat{O} = \mu x^2 \left( \frac{1}{b^2} - \frac{1}{a^2} \right)^2, \quad (2)$$

где  $a$  и  $b$  – полуоси эллипса,  $x = \frac{bu_o}{m}$ ,  $m$  – безразмерный параметр, выражающий отношение длины осей данной кривой и осей ограничивающего эллипса.

В раскрытии физической сущности структуры потока над двухмерными грядами ведущее место принадлежит экспериментальным данным.

Н.А. Михайловой совместно с И.Б. Найденовой [5] была применена впервые скоростная киносъемка для визуализации структуры потока при наличии песчаных волн. Установлено, что в верхней части потока скорость имеет максимум непосредственно над вальцом, сужающим действительное сечение потока. В зоне вальца в придонной области скорость имеет направление, обратное основному течению. В зоне действия вальца наблюдается увеличение мутности вследствие повышенного значения пульсационных со-

ставляющих скорости. Отмечается, что в зоне вальца в придонной области движение иногда может быть столь интенсивным, что там образуется небольшой бугорок, намытый обратным течением. Частицы наносов, находящиеся во взвешенном состоянии в зоне вальца, не попадают в верхний слой потока, так как почти полностью отсутствует обмен жидкими массами между зоной вальца и остальной частью потока. В конце водоворотной зоны происходит массовый переход песчинок во взвешенное состояние: при этом подъем осуществляется в виде периодически отрывающихся облачков.

Из иностранных работ можно отметить статью Раудкиви [7] (1963), в которой приводятся данные о влиянии песчаных волн на гидравлическое сопротивление потока, поле осредненных скоростей (рис. 2), пульсации продольных и вертикальных скоростей. Образование начальных неровностей дна связывается с динамическим затенением одних частиц другими и неоднородностью состава наносов. Отмечается, что наибольшие пульсации продольных и вертикальных скоростей имеют место на границе водоворота и транзитного потока. Измерения производились усовершенствованной трубкой Пито. Если вопросу об осредненных скоростных полях посвящено много теоретических и экспериментальных работ, то вопрос о размере вихрей, их возникновении и разрушении менее разработан, в то время как этот вопрос является основным в познании структуры потока над плохообтекаемыми телами.

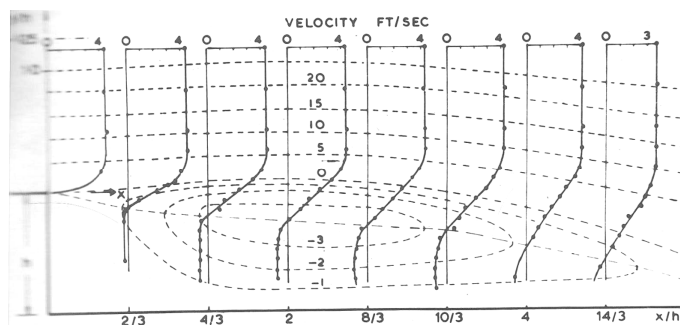


Рисунок 2 - Схема линий токов при внезапном заглублении дна (по Раудкиви) схема на автокаде

К.В. Гришанин [2], сравнивая ход функции  $Sh = f(Re)$ , отмечает, что нельзя не обратить внимание на близость численных значений, а также общего хода функции в случае течения Куэтта к численным значениям и общему ходу функции при внешнем обтекании цилиндрических тел. Указанная близость свидетельствует о том, что механизм возникновения больших вихрей является единым для очень широкого ряда течений вязкой жидкости.

Экспериментальные и теоретические исследования сжатия потока при резком расширении в плане были проведены: И.И. Леви [4], Н.М. Коноваловым, В.В. Баланиным, В.М. Селезневым [3-5], А.Г. Аверкиным [1], Л.Н. Александровым [2] и другими.

Макроструктура потока (выделение в нем транзитной и водоворотной зон) при резком расширении в плане и при внезапном увеличении глубины одинакова, но размеры этих зон и границы между ними различны.

Микроструктура (возникновение и распад вихрей) в вихревых зонах при расширении потока в плане и по высоте несколько различна. А этим самым можно объяснить различие числа  $Sh$  при разном расширении потока, а также разные длины водоворотов.

При исследовании структуры потока за плохообтекаемыми телами обычно в качестве основной характеристики принимают интенсивность турбулентных пульсаций  $\frac{\sqrt{u_1^2}}{u}$ ,

предложенную Драйденом и Кыюзом в 30-х годах [7]. Этим самым скрывается направление развития вихрей. Основное направление вращения вихрей важно для познания физической сущности обратных течений, действия вихрей на ограничивающие поверхности потока и при изучении отрыва и переноса песчинок в толщу потока.

Познание структуры потока вихревой зоны (диаметр вихря, окружные восходящие и нисходящие скорости вихря, период распада и другие характеристики) за плохообтекаемыми телами разной формы позволит решать такие важные практически проблемы, как: выделение наносов, постоянно находящихся во взвешенном состоянии наносов, а также наносов, образующих отмостку, что необходимо для расчета транспортирующей способности потока в заданных условиях.

Изучению характеристик структуры потока над плохообтекаемыми телами уделяется мало внимания, это, по-видимому, объясняется несовершенством методов измерения (трудность определения направления, большие размеры прибора) [5, 6, 7]. Нами использованы для характеристики обратных течений данные Н.С. Знаменской, Б.А. Фидмана, полученные методом кино съемки, и данные Раудкиви, полученные при помощи усовершенствованной трубки Пито. На основании этого материала выделены границы обратного и прямого течений, необходимые для характеристики движения донных наносов и для объяснения закономерности развития гряд.

В проблеме структуры руслового потока можно отметить следующие вопросы, нуждающиеся в дальнейшем теоретическом и экспериментальном изучении: структура потока над двумерными грядами большого масштаба, что можно осуществить при помощи обычных лабораторных лотков; структура потока над трехмерными грядами, в которых основное внимание следует уделить течениям, направленным вдоль гребня; структура потока на повороте русла, где вдольперекатные течения накладываются на течения, вызванные центробежными силами потока; структура потока при слиянии и делении потоков (обтекание потоком острова).

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы. К теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на изучение русловых деформаций и, в частности развитие гряд (ввиду сложности строения дна русла), необходимо предъявить следующие требования:

1. Четкое разделение русловых форм по принципу различия структуры потока (двухмерная гряда; трехмерная гряда; трехмерная гряда, осложненная поворотом русла, и другие).

2. Грядам в их развитии свойственна некоторая инерция, поэтому для получения теоретических зависимостей, связывающих форму гряды с гидравликой потока, следует иметь в виду, что для достижения грядой установившихся размеров необходимо некоторое расстояние от начала поступления наносов.

3. Методика исследований должна обеспечивать возможность фиксации различных структурных элементов потока.

4. В потоке над плохообтекаемым телом можно выделить три основные зоны: транзитную, циркуляционную и возникающую между ними вихревую.

5. Эпюры распределения скоростей на разных вертикалях за плохообтекаемыми тела-

ми имеют сложный характер. Выразить эти эпюры какой-либо кривой (в виде логарифмической, показательной функции, эллипса и другие) не представляется возможным.

#### Список литературы

1. Гончаров В.Н. Динамика русловых потоков. – Гидрометеиздат, 1962.
2. Гришанин К.В. Некоторые закономерности турбулентного пограничного слоя на гладкой плоской пластинке // Инженерно-физический журнал. – 1959. – Т. II. – № 3.
3. Знаменская Н.С. Экспериментальные исследования и сопротивлений русла при грядовой структуре дна // Тр. ЛПИ. – Вып. 208. – Гидротехника, 1960.
4. Леви И.И. Сбойность течения и глубина размыва русла за рисбермой гидротехнических сооружений // Изв. ВНИИГ. – Т. 73. – 1963.
5. Михайлова Н.А. О структуре потока при наличии песчаных волн / Н.А. Михайлова, И.Д. Найденова. – Изд. АН СССР. – Сер. геофиз. – № 5. – 1953.
6. Фидман Б.А. Исследование турбулентности водных истоков в применении к некоторым задачам гидротехники. – Дисс. ... д.т.н. – Архив ВНИИГ, 1958.
7. Raudkivi A.Y. Stugj of sediment ripples formation, Y. Giv. Proc. Amer. Soc. civil Engr., NYG, November, 1963.

Получено 17.05.11

УДК 621.2:631.347.1:627.844 (532.543.4-5.575.2)

**Т.А. Муканов**

КГУСТА им. Н. Исанова, г. Бишкек

#### АНАЛИЗ И ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ НА ИРРИГАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

Специфические особенности рек дают возможность сформулировать основные требования и принципы компоновки и конструирования водозаборных узлов на характерных участках рек различных групп [1]. Высокогорный участок вследствие сложных топографических и геологических условий в данное время в основном не используется. Природные факторы горно-предгорных зон создают благоприятные условия для поступления наносов с водосборной площади бассейнов рек в движущийся поток.

В Кыргызстане большое развитие получило строительство инженерных водозаборных узлов на горно-предгорных участках рек. Водозаборные сооружения в условиях горных участков рек размещаются в сравнительно узких ущельях с большими русловыми уклонами (0,01-0,14) [1, 2], где поток сосредоточен в нешироких (для различных рек в пределах 5-35 м) и устойчивых руслах ( $\eta = 1,1 \div 1,8$ ), сложенных из крупного наносного материала ( $d = 700 \div 900$  мм,  $d = 150 \div 300$  мм) [3]. Они весьма разнообразны и отличаются друг от друга как конструктивными особенностями водоприемных, водосбросных, противонамосных и шугосбросных устройств, так и параметрами сооружений. В створах сооружений расходы воды в реках меняются в больших пределах: от 0,1 до 40 м/сек - для рек первой, 0,4...100 м/сек – для рек второй и до 400 м/сек – для рек третьей групп. Сооружения в этих условиях могут подвергаться разрушающим действиям внезапных селевых потоков, потому что малые габариты сооружений затрудняют пропуск крупных камней и валунов [2, 3]. Устройство инженерных плотин при незначительных процентах водозабора в условиях неустойчивых широких пойм предгорных участков, особенно рек третьей группы, не всегда рентабельно, так как сопряжено с большими удельными затратами на регулировочные работы [2].

При больших процентах забора воды могут быть рекомендованы конструкции сооружений с обычными порогами перед водоприемником, допускающие периодические промывки наносов в бьефах путем открытия автоматических быстродействующих затворов в речных отверстиях [2, 5, 6]. При этом по реке выше водозаборного узла должны быть организованы хотя бы простейшие противоселевые мероприятия, предусматривающие отвод селевых паводков в обход узла или разгружающие поток от крупных камней и валунов.

Разработка, исследование и строительство водозаборных узлов велось без учета требований комплексного использования [4]. Главное внимание уделялось ирригационному назначению гидротехнических сооружений ирригационных систем. Для ирригационных комплексных водозаборов в предгорных участках расчетный забор воды часто равен всему расходу реки в летний критический период, поэтому постоянный сброс наносов становится возможным только при паводках. В этих случаях сооружения должны быть приспособлены к эксплуатации с аккумулярованием наносов в верхнем бьефе, а комплексных – с аккумуляцией шуги, так как уменьшение на предгорных участках и без того малых зимних расходов затрудняет отделение и сброс шуги за пределы узла. Также в данных условиях рекомендуется применять сооружения ферганского типа, конструкции со сбросными и наносоперехватывающими галереями и другие типы предгорного водозабора, позволяющие изменять структуру потока на подходе к узлу сооружений и водоприемнику.

Основным элементом ирригации является источник орошения, который может быть с зарегулированным стоком. Современные ирригационные системы с минимумом распределительных каналов, расположенных в плане прямолинейно, как правило, оснащены инженерными сооружениями, работающими на принципе использования средств гидроавтоматики [4, 5, 6].

На ирригационных системах в разное время было запроектировано и построено множество разных типов сооружений, которые еще недостаточно изучены. На сегодняшний день нет определенной ясности, в каких условиях они работают лучше, а в каких хуже, и какой принципиальный путь их усовершенствования является правильным.

Изучение работы существующих сооружений, выявление эффективной работы и дальнейшее их усовершенствование имеет важное значение для сельского хозяйства и развития малой гидроэнергетики на реках и каналах ирригационных систем горно-предгорной зоны республики.

На современном этапе требуется их обстоятельное исследование с изучением эксплуатационных характеристик, и именно с этой позиции надо подходить к оценке работы этих сооружений. Обычно исследования сооружений осуществляются в основном экспериментальным путем, а затем уже выполняется стадия проектирования и строительства.

В настоящее время в республике насчитывается 96 гидроузлов [4, 7]. Наиболее крупные из них размещены на реках Чу, Кара-Унгур Сай, Исфара, Араван Сай, Он-Арча, Сох, Талас, Майли-Сай и другие.

Перечисленные водозаборные узлы располагаются на горных (16 %), предгорных (76 %) и долинных (8 %) участках рек Кыргызстана: 5 из них выполнены по ферганской схеме, 2 – по обычной береговой схеме расположения водоприемника с примыкающим к нему щитовым сбросом, 3 – по фронтальной схеме с двухсторонним водозабором и 2 – по обычной тирольской схеме. Характерным для этих схем является наличие подводящего русла, щитового сброса и водоприемника, оснащенного порогом постоянной высоты.

Главным показателем, характеризующим хорошую работу водозаборного узла, явля-

ется отсутствие наносов на головных участках магистральных каналов ирригационных систем. Из практики известно, что создание оптимальных условий эксплуатации водозаборных узлов тесно связано с правильным направлением движения расходов. Разумной плано-высотной компоновкой узла и соответствующими эксплуатационными приемами можно в верхнем бьефе сооружения создать такую гидравлическую обстановку протекания потока, когда кинетическая энергия транзитного потока истратится на эффективное получение электроэнергии и наоборот.

В настоящее время в республике более 2000 точек водозаборов не имеют инженерных сооружений [1, 3]. Забор воды и такие ирригационные системы производится путем устройства шпор и водозахватных дамб непосредственно в русле реки. Несовершенство конструкций таких водозаборных и берегоукрепительных сооружений приводит к тому, что в период прохождения паводков и селевых потоков по горным рекам шпоры и дамбы сносятся движущимся потоком, оросительные каналы заливаются донными наносами и выходят из строя. Вследствие этого создаются перебои в подаче воды на поля (иногда вплоть до полного ее прекращения), нарушаются графики поливов. Существующие головные регуляторы на каналах (в Кыргызстане насчитывается несколько сот) не могут предупредить попадание донных наносов в магистральные каналы, в связи с чем требуется их промыв, особенно в вегетационный период [1]. Условия эксплуатации каналов осложняется еще и тем, что на многих ирригационных системах республики забор нужных расходов воды в предпаводковые и послепаводковые периоды приближается к 100 %, то есть практически забирается весь расход воды вместе с наносами. Объем ежегодной очистки от наносов на ирригационных системах составляет порядка 4,3-5,8 млн м<sup>3</sup>.

При больших процентах забора воды могут быть рекомендованы конструкции сооружений с обычными порогами перед водоприемником, допускающие периодические промывки наносов в бьефах путем открытия автоматических быстродействующих затворов в речных отверстиях [7]. При этом по реке выше водозаборного узла должны быть организованы хотя бы простейшие противоселевые мероприятия, предусматривающие отвод селевых паводков в обход узла или разгружающие поток от крупных камней и валунов.

Ирригационные системы многообразны по природно-экономическим условиям своей работы. Классифицировать ирригационные системы, то есть подразделить их на характерные грунты, можно по различным характерным признакам. Такая группировка по одному или нескольким основным признакам позволяет установить типичные для каждой группы условия эксплуатации, достоинства и недостатки систем, что облегчает разработку для каждой из групп специфического комплекса мероприятий по улучшению приемов эксплуатации, устранению недостатков технического состояния, разработку типовых схем элементов оросительной сети и конструкций гидросооружений.

По техническому состоянию к инженерным системам относятся современные ирригационные системы, построенные по инженерным расчетам и оборудованные гидротехническими сооружениями [6, 7], в соответствии с объектом.

К полуинженерным – старые системы, частично оборудованные, или современные системы, морально устаревшие, или необорудованные сооружениями.

К неинженерным системам относятся системы, построенные без инженерного расчета, не затронутые переустройством или переустроенные лишь в небольшой степени (частично оборудованные инженерными сооружениями, гидрометрическими постами) в виде применения на отдельных гидротехнических узлах или сооружениях средств автоматической стабилизации уровня (горизонта) или расхода воды. В лучшем случае за счет



средств эксплуатации внедрены системы телеизмерения основных параметров водоподачи на главных гидротехнических узлах межхозяйственного значения. На системах выделяется хозяйственная и межхозяйственная части.

Обеспечение бесперебойного забора воды в ирригационную систему в размерах, установленных планом, достигается в результате нормальной эксплуатации головного участка системы.

Размеры участка русла реки, отнесенного к головному участку ирригационной системы, устанавливаются в проекте и определяются: размерами распространения вверх по реке подпора, вызванного головным сооружением; протяженностью участка реки от водозабора, обусловленного размещением сбросного и промывного тракта; площадью, требующейся для расположения ограждающих, направляющих и регулирующих устройств.

Участок русла реки, прилегающий к «голове» системы, должен быть оборудован устройствами и знаками, составляющими в совокупности гидрометрическую обстановку района водозабора [4]. Обстановка эта обеспечивает ведение систематических наблюдений за работой водозаборных сооружений и включает как минимум следующее:

- гидрометрический пост для производства наблюдений за горизонтами воды в реке;
- промерные створы выше и ниже «головы» системы;
- основной опорный репер, вынесенный из зоны возможного затопления;
- рабочие марки, фиксирующие горизонты воды: максимальный, нормальный и минимальный, а также знаки, определяющие распространение кривой, границы участка, особенно опасные в отношении размывов и обрушений.

При общей протяженности ирригационной сети республики армировано 21,5 тыс. гидротехнических сооружений, большая часть из которых приходится на межхозяйственную сеть.

Водозаборные узлы должны отвечать основным техническим условиям [1, 2, 3]:

- обеспечение бесперебойной подачи осветленной воды без наносов в каналы гидроэнергетических и ирригационных систем в соответствии с графиком водопотребления как при паводковых, так и меженных расходах реки, с поддержанием постоянного расхода в отвод  $\pm 5\% Q_p$  во всем диапазоне колебаний горизонтов в реке;
- создание благоприятных условий протекания потока во всех частях узла при свободном истечении внезапно нарастающих паводковых и суточных колебаний расходов реки;
- обеспечение беспрепятственного пропуска донных наносов, плавника и шуголедовых образований в нижний бьеф сооружения;
- учет сбрасываемой и подаваемой потребителю воды, а также управление и контроль работы водозаборного узла [2, 5];
- защита берегов и бьефов узла от опасных размывов и занесения их наносами;
- безаварийность работы;
- простота, надежность и удобство в эксплуатации;
- малая стоимость и долговечность.

Выполнение этих требований – обязательное условие как при наиболее часто повторяющихся паводковых, так и меженных расходах реки, когда водозабор на большинстве горных рек Кыргызстана приближается к 100 %.

В процессе проектирования необходимо принимать такие конструкции сооружений, которые обеспечивают автоматическое управление гидравлической структурой потока в нужном для практики направлении. В зависимости от примененного метода, в подводящем русле и в зоне водозабора формируется определенная гидравлическая структура по-

тока [7], которому соответствуют строго определенное направление потока с большой кинетической энергией.

На основании вышеизложенного сделаны следующие выводы.

Обобщенный анализ многолетнего опыта эксплуатации разных типов водозаборных узлов показал следующее:

а) для успешной работы водозаборного сооружения необходимо создать устойчивую ширину подводящего и отводящего русла на участке расположения узла и соответственно поднять отметку порога щитового сброса над средневзвешенным дном реки [1];

б) для зарегулированных русел с верхнего и нижнего бьефов для любого типа водозабора требуется устройство высоконадежных струенаправляющих дамб, облицованных крупным рваным камнем [2];

в) на эффективность работы водозаборных узлов большое влияние оказывают противаносные и шугосбросные устройства, конструкции которых не всегда удачные [3, 7]. Это же положение относится к конструкциям водоскатов и сопряжению нижних бьефов узлов. Водоскаты должны применяться укороченные по длине, облицованные из износостойкого материала (гранита); сопряжение с нижним бьефом должно осуществляться с заглубленным вертикальным зубом, присыпанным крупногабаритным рваным камнем;

г) важную роль для построенных на горных реках Кыргызстана узлов, имеющих быстрое прохождение паводков и значительные суточные колебания расходов воды, играют катастрофические водосливы-автоматы.

#### Список литературы

1. Айманбаев Н.К. Эксплуатационная оценка и пути совершенствования водозаборных узлов оросительных систем Киргизии / Н.К. Айманбаев, Г.В. Соболин, Ж.А. Акенеев и др. – Фрунзе: Кирг. НИИ ЭА, 1990. – 271 с.
2. Артамонов К.Ф. Регулировочные сооружения при водозаборе из горных рек. – Фрунзе: Изд. АН Кирг. ССР, 1963. – 344 с.
3. Соболин Г.В. Опыт эксплуатации водозаборных узлов Киргизии. – Фрунзе: Кыргызстан, 1985. – 79 с.
4. Соболин Г.В. Водозаборные узлы для оросительных систем рек горно-предгорной зоны / Г.В. Соболин, Н.К. Айманбаев, Ж.А. Акенеев и др. – Фрунзе: Кирг. НИИ ЭА; ММИВХ Кирг. ССР, 1990. – 241 с.
5. А.с. 1247458, МКИ Е 02 В 9/04. Речное водозаборное сооружение / Б.И. Мельников, А.И.Рохман (СССР). – № 3854408/29 – 15; Заявл. 14.02.85; Оpubл.30.07.86, Бюл. № 28.
6. Вочкарев Я.В. Эксплуатационная гидрометрия и автоматизация оросительных систем. – М.: Агропромиздат, 1987. – 176 с.
7. Румянцев И.С. Развитие теории, методов расчетного обоснования и проектирования водопропускных сооружений речных гидроузлов и мелиоративных систем: Автореф. дис. ... д.т.н. – М., 1990. – 50 с.

Получено 05.05.11

---

УДК 656. 13/681.3

**Л.Н. Стасенко, А.К. Сурапов, Э.У. Дуйшеналиев**  
КГУСТА им. Н. Исанова, г. Бишкек

#### ПРИМЕНЕНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В РАСЧЕТАХ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ УЛИЦ И ДОРОГ

Важнейшим критерием, характеризующим функционирование путей сообщения, яв-

ляется их пропускная способность. Под пропускной способностью улицы понимают максимальное число автомобилей, которые могут пройти по отрезку дороги в единицу времени при обеспечении заданной скорости сообщения и безопасности движения. Для получения достоверных данных о пропускной способности должны учитываться показатели, характеризующие взаимодействие между автомобилями в транспортном потоке в конкретных дорожных условиях. Транспортные потоки характеризуются: интенсивностью движения, составом, скоростью, интервалами между автомобилями, плотностью потока. Вследствие взаимодействия транспортных средств в потоке все эти характеристики функционально связаны друг с другом [3].

Любая дорога может работать при нагрузках различной интенсивности. При этом предельной величиной загрузки будет интенсивность, соответствующая пропускной способности дороги. Эффективность транспортной работы дороги может характеризоваться как пропускной способностью, так и интенсивностью, при которой движение по дороге наиболее экономично и оптимально по условиям работы водителей транспортных средств.

Вместе с тем задача определения пропускной способности улиц и дорог является весьма сложной и трудоемкой. Величина пропускной способности зависит от большого числа факторов: дорожных условий (ширины проезжей части, продольного уклона, радиуса кривых в плане, расстояния видимости и др.), состава транспортного потока, наличия и состояния технических средств организации дорожного движения, погодноклиматических условий, возможности маневрирования автомобилей по ширине проезжей части, психофизиологических особенностей водителей транспортных средств и их конструкции. Изменяя отдельные параметры, мы можем определенным образом влиять на величину пропускной способности на отдельном участке, улице, улично-дорожной сети в целом. В то же время, изменение факторов, влияющих на конечный результат, увеличивает объем выполняемых работ при расчетах пропускной способности.

Специально для решения этой задачи авторами была составлена программа для ЭВМ, с помощью которой не только значительно упрощается работа по определению пропускной способности существующих автомобильных дорог и городских улиц, но возможно и комплексное проектирование реконструкции их геометрических параметров при заданной пропускной способности. Новые технологии высокого уровня дают возможность создавать такие программные продукты, использование которых позволяет при минимальных затратах времени решать более объемные задачи. Мы можем в два-три и даже большее число раз увеличить объем выполняемых работ при расчете и одновременно свести относительные погрешности к минимуму [1].

Предлагаемая программа включает в себя следующие функции:

- расчет пропускной способности одной полосы движения;
- расчет пропускной способности всей проезжей части;
- определение пропускной способности магистрали у перекрестка;
- определение количества полос проезжей части;
- установление ширины проезжей части.

Интерфейс разработанной программы позволяет любому человеку, даже не имеющему малейшего представления о пропускной способности улиц (дорог), самостоятельно определить эту величину, имея при этом лишь несколько исходных данных, предназначенных для расчета.

Интерфейс программы состоит из следующих элементов:

- главное меню программы;

- навигационное меню;
- вкладки непосредственного расчета;
- кнопка для скрытия и восстановления навигационного меню.

Программа включает в себя 5 основных формул на пяти вкладках, по которым и ведется расчет (рис. 1).

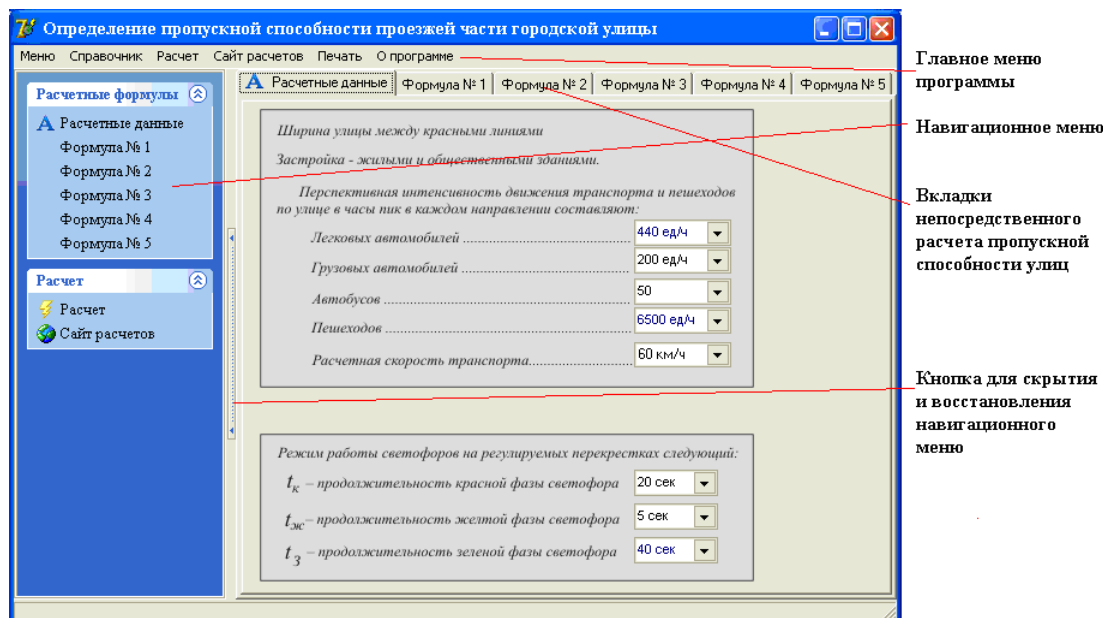


Рисунок 1 – Исходные данные для расчета (вкладка «Расчетные данные»)

Для определения пропускной способности без больших погрешностей нужны конкретные исходные данные, которые указываются на первой вкладке программы. Это так называемые расчетные предпосылки, как [2]:

- ширина улицы между красными линиями (в расчетах эта величина не используется, она необходима при проектировании поперечного профиля улицы);
- характер застройки;
- расчетная и фактическая интенсивность движения легковых и грузовых автомобилей, микроавтобусов, автобусов и троллейбусов в час пик в каждом направлении;
- состав транспортного потока;
- габаритные размеры автомобилей;
- расчетная скорость транспортных средств, км/ч (при расчетах скорость движения переводится в м/с);
- режим работы светофорных объектов.

Первая вкладка с необходимыми для расчета пропускной способности исходными данными высвечивается сразу после запуска программы. Она предназначена только для визуального ознакомления с расчетными предпосылками и расчет по ней не проводится.

*Расчет теоретической пропускной способности полосы проезжей части.* Ранее уже

говорилось, что все расчеты выполняются на соответствующих вкладках. Для определения пропускной способности одной полосы движения используем в своих расчетах вкладку «Формула № 1» (рис. 2).

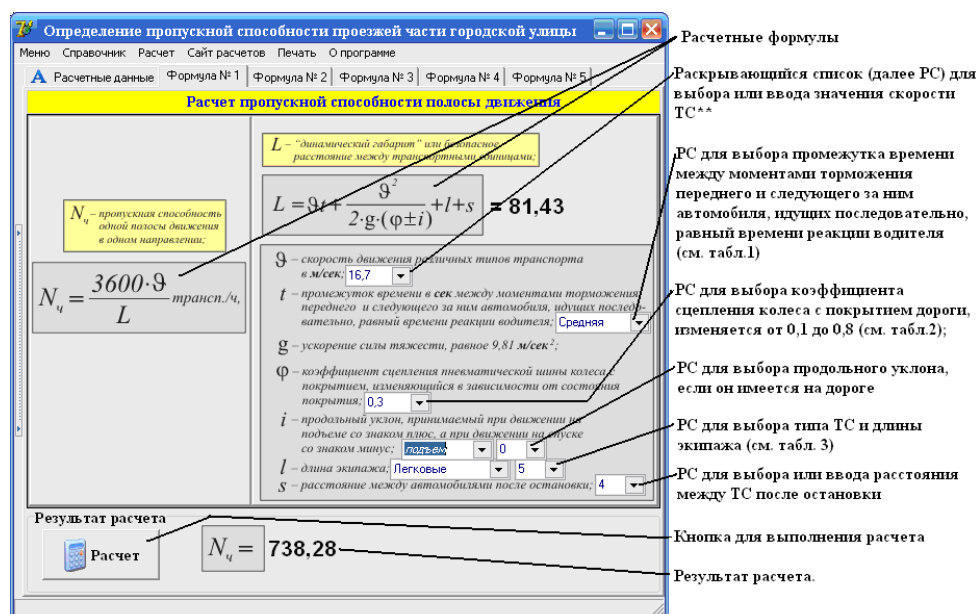


Рисунок 2 – Расчет теоретической пропускной способности полосы движения

После выбора или ввода соответствующих значений на вкладке, нажимаем на кнопку «Расчет» с рисунком калькулятора.

Для выбора «l – длина экипажа» в первом списке указаны типы транспортных средств (легковые автомобили, грузовые автомобили, автобусы, троллейбусы). Каждому типу ТС соответствуют свои габаритные размеры длины, например: для легковых автомобилей они изменяются от 4 до 6 метров, для грузовых автомобилей - от 6 до 10 метров и т.д. [2]; t – промежуток времени в сек между моментами торможения переднего и следующего за ним автомобиля, идущих последовательно, равный времени реакции водителя. Эта величина определяется разными факторами в зависимости от условий движения, видимости, освещенности, а также от индивидуальных качеств и опыта водителя. Время реакции водителя характеризует быстроту его ответного действия на изменение дорожно-транспортной ситуации. Продолжительность реакции водителя транспортного средства t задана в программе значениями: высокая, средняя и слабая.

Значения продольного уклона берутся со знаком плюс при подъеме и со знаком минус при спуске. В программе для расчета вводится значение продольного уклона без знаков и указывается тип продольного уклона (подъем или спуск).

*Определение расчетной пропускной способности полосы проезжей части.* Для определения расчетной пропускной способности полосы движения проезжей части улицы надо перейти на закладку «Формула № 2» (рис. 3).

Расчетную пропускную способность полосы проезжей части улицы определяют в двух сечениях: между перекрестками и на границе перегона в сечении стоп-линии.

При определении расчетной пропускной способности полосы проезжей части, используемой легковым и грузовым транспортом, надо учитывать, что расчетная скорость на перегоне не равна фактической скорости сообщения по улице. Реальная скорость сообщения зависит от задержек транспорта у перекрестков. То есть, при переходе от теоретической пропускной способности к расчетной, следует учитывать снижающее влияние регулируемых перекрестков, периодически перекрывающих исследуемое направление. И соответственно, расчетная пропускная способность полосы проезжей части улицы между перекрестками определяется как теоретическая пропускная способность перегона с введением коэффициента снижения пропускной способности  $\alpha$  для учета задержек транспортных средств у перекрестков (закладка «Формула 2»).

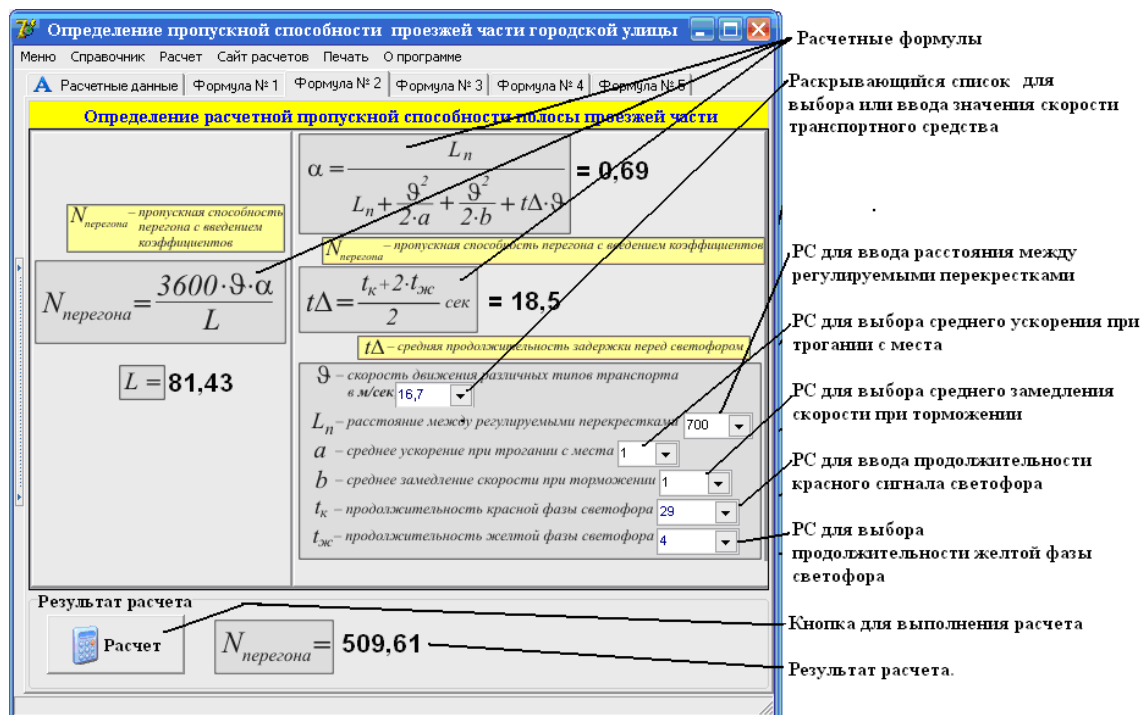


Рисунок 3 – Определение расчетной пропускной способности полосы движения

*Расчет пропускной способности полосы проезжей части на перекрестке.* При светофорном регулировании движения пропускная способность проезжей части улицы определяется, прежде всего, пропускной способностью сечения, где установлен светофор, - пропускной способностью улицы в створе стоп-линий. Это связано с тем, что на перекрестках городских улиц пропускная способность проезжей части сильно снижается из-за необходимости пропускать транспортные средства, пересекающие одну из улиц. Эффективность использования сигналов светофорного цикла на регулируемом пересечении определяется в основном двумя показателями: отношением продолжительности зеленого разрешающего сигнала в общей длительности цикла регулирования, которое определяет величину пропускной способности проезжей части в сечении стоп-линии, и интенсивностью движения. Слишком малая длительность цикла ведет к снижению пропускной

способности полосы движения, так как продолжительность разрыва между пачками автомобилей недостаточна для их уплотнения, а доля переходных (желтых) сигналов, хотя их длительность и остается неизменной, резко увеличивается. Доля эффективного времени цикла малой длительности снижается. Чрезмерная длительность цикла, хотя и позволяет увеличить долю эффективного времени, приводит к образованию очередей у стоп-линий и росту транспортных потерь [3].

В закладке «Формула № 3» рассчитывается пропускная способность одной полосы проезжей части магистрали «в узком сечении», у перекрестка - в сечении стоп-линии. Пропускная способность в этом сечении зависит от режима регулирования, принятого на перекрестке.

Расчет выполняется по формуле, показанной на вкладке (рис. 4). После ввода или выбора всех заданных значений в раскрывающемся списке нажимаем на кнопку «Расчет» для получения искомого показателя.

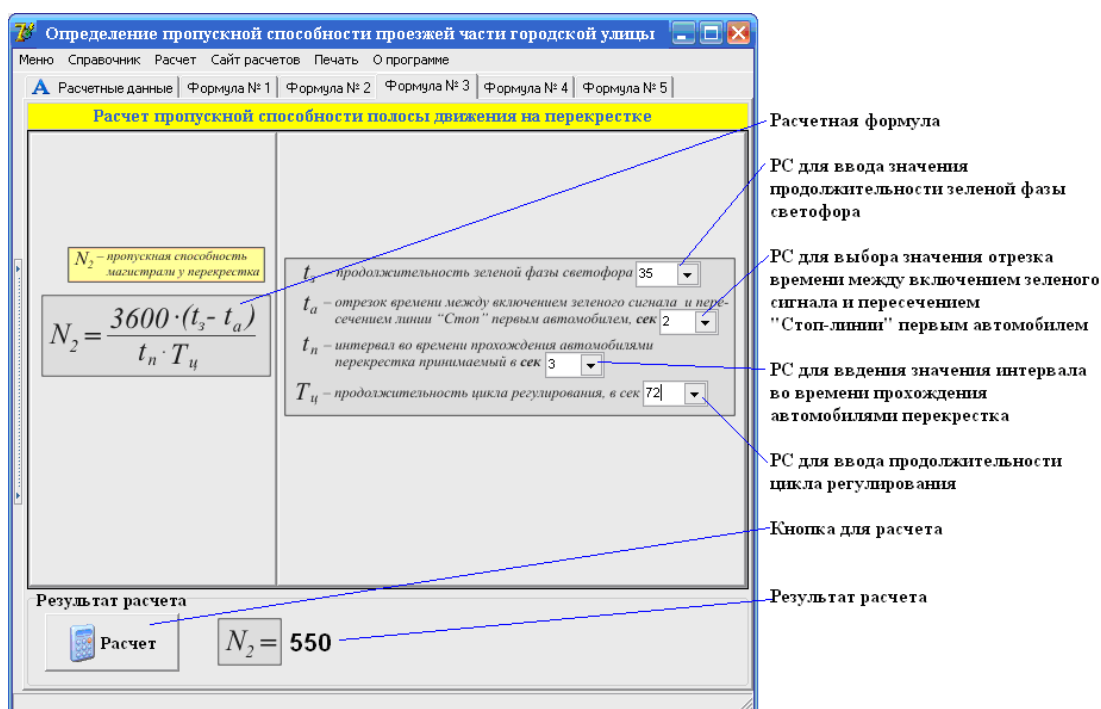


Рисунок 4 – Расчет пропускной способности полосы движения на перекрестке

*Расчет пропускной способности проезжей части магистрали на перекрестке.* На пересечении происходит расчленение транспортного потока на прямое, левое и правоповоротное движение. Пропускная способность пересечения во многом зависит от способов организации движения на транспортном узле, в частности от наличия и интенсивности поворотного движения – правых и левых поворотов [3]. В программе пропускная способность проезжей части в сечении стоп-линии рассчитывается в закладке «Формула № 4» (рис. 5).

Выбираем из списка количество полос движения  $n$ , соответствующее проезжей части улицы, нажимаем на кнопку вывода результата «Расчет» с рисунком калькулятора. При

этом значение  $N_2$  (пропускная способность магистрали у перекрестка) берется автоматически из предыдущей закладки, которая используется как видно в формуле.

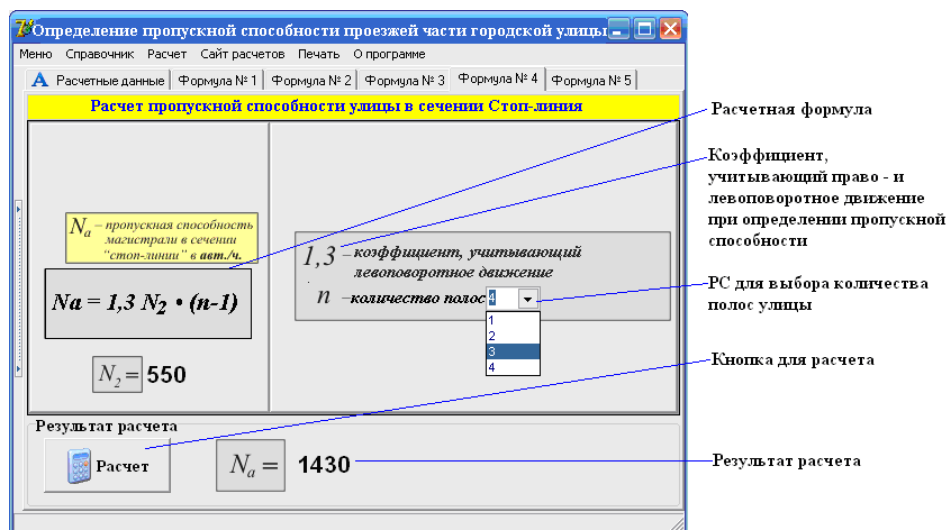


Рисунок 5 – Расчет пропускной способности улицы в сечении «Стоп-линии»

В реальных условиях пропускную способность улицы определяет наименьшая пропускная способность одного из ее участков или сечений (пересечений, сужений проезжей части, мостов, путепроводов, кривых в плане, подъемов, спусков, участков резкого снижения скоростей движения, зон слияния и переплетения потоков). В соответствии с чем, для дальнейших расчетов (определение геометрических параметров проезжей части, уровня загрузки улицы движением), принимаем минимальное значение из полученных значений пропускной способности.

#### Список литературы

1. Бобровский С. Delphi 7: Учеб. курс. – М., 2008.
2. Кожобаева С.Т. Транспортная планировка городов: Методические указания к выполнению практических работ / С.Т. Кожобаева, Л.Н. Стасенко, А.К. Сурапов. – Бишкек: КГУСТА, 2006.
3. Самойлов Д.С. Организация и безопасность городского движения / Д.С. Самойлов, В.А. Юдин, П.В. Рушевский: Учеб. пособие. – М.: Высшая школа, 1981. – 255 с.
4. Симонов С. Специальная информатика / С. Симонов, Г. Евсеев, А. Алексеев: Учеб. пособие. – М.: АСТ-ПРЕСС, 2002.
5. Фаронов В.В. Delphi 7: Программирование на языке высокого уровня. – М., 2007.

Получено 12.04.11

УДК 656

**Б.Н. Уалханов**

Казахстанско-Немецкий университет, г. Алматы

**ФОРМУЛА СТРАХОВЫХ ЗАПАСОВ И ТРАНСПОРТНАЯ ЗАДАЧА**



Имеется много подходов к управлению запасами. На их основе предлагается методика активного реагирования, позволяющая более оперативно решать задачу регулирования запасов [1]. Традиционные методы управления запасами являются, по существу, пассивными и не предусматривают активного вмешательства менеджеров (операторов) в процессы расхода запаса до определенных критических ситуаций. В последнее время, благодаря развитию информационных технологий и средств связи между звеньями логистической цепи, сформировались три подхода к управлению запасами [2]. Первый – «реактивный подход», при котором потребительский спрос «вытягивает» продукт через канал распределения от поставщика к потребителю. Второй – «плановый подход», являющийся альтернативой первому, он предусматривает распределение внутри логистического канала по графику, объединяющему наличие продукта на рынке и прогнозный спрос на него. Третий – «комбинированный» подход, соединяющий черты первого и второго подходов. Наибольший интерес, на наш взгляд, представляет «реактивный» подход, который включает следующие методы управления запасами: быстрое реагирование, непрерывное пополнение запасов и автоматическое пополнение запасов. Данные процессы требуют постоянного решения транспортной задачи с разными и меняющимися коэффициентами стоимости и балансовых коэффициентов.

Помимо указанных подходов к управлению запасами, в логистике большое внимание уделяется контролю за состоянием запасов, в процедуру которого входят учет наличных запасов и регулярное отслеживание новых поступлений и отправок.

Подходы к управлению запасами («реактивный» и др.), системам и процедурам контроля не вызывают принципиальных возражений, но оставляют открытыми большое количество вопросов, возникающих при реализации данных методов.

Отсутствие реальных примеров использования указанных подходов говорит о необходимости разработки прикладных моделей активного реагирования с целью внедрения «реактивного» подхода к управлению запасами. Одной из важных задач является определение страховых запасов для всей панели сырья или товаров. Используя базу данных конкретных компаний и методы статистического анализа, можно определить конкретные необходимые страховые запасы для каждого конкретного вида ресурса.

Мы предлагаем находить коэффициенты с помощью статистических оценок в формуле для расчета страхового запаса:

$$q_c = t_\beta \sqrt{(\delta_d^2 + (\frac{Q}{D}V)^2) \frac{Q}{D}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – величина поставки.

Предполагается, что на складе в среднем в течение рассматриваемого периода находится текущий запас, величина которого  $q_t = \alpha Q$ . Коэффициент  $\alpha$  находится методом наименьших квадратов по базе данных компании и рассчитывается для каждого товара отдельно. Поскольку средняя величина запаса включает текущий  $q_t$  и страховой  $q_c$  запасы, то приходим к зависимости:

$$q = \alpha Q + t_\beta \sqrt{(\delta_d^2 + (\frac{Q}{D}V)^2) \frac{Q}{D}}, \quad (2)$$

где  $Q$  – величина поставки;  $D$  – средний ежедневный расход;  $\delta_d$  – среднее квадратическое отклонение ежедневного расхода;  $t_\beta$  – среднее время расхода поставки;  $V$  – коэффи-

циент изменения времени поставки.

Применение активных методов реагирования на изменение ситуации возможно лишь в случае наличия контроля над состоянием запасов на складе в режиме реального времени. Иными словами, для осуществления реализации системы управления запасами на новом качественном уровне необходимо внедрение программно-аппаратного комплекса, который будет осуществлять контроль перемещения товарно-материальных ценностей на складе.

Таким образом, описанная методика предполагает оперативное вмешательство в процесс управления запасами, что позволит существенно сократить время реализации.

Активные методы реагирования требуют постоянного решения транспортной задачи.

Транспортная задача ставится следующим образом [3]: имеется  $m$  пунктов отправления  $A_1, A_2, \dots, A_m$ , в которых сосредоточены запасы каких-то однородных грузов в количестве, соответственно,  $a_1, a_2, \dots, a_m$  единиц. Имеется  $n$  пунктов назначения  $B_1, B_2, \dots, B_n$ , подавших заявки, соответственно, на  $b_1, b_2, \dots, b_n$  единиц груза. Известны стоимости  $C_{ij}$  перевозки единицы груза от каждого пункта отправления  $A_i$  до каждого пункта назначения  $B_j$ . Все числа  $C_{ij}$ , образующие прямоугольную таблицу, заданы. Требуется составить такой план перевозок (откуда, куда и сколько единиц поставить), чтобы все заявки были выполнены, а общая стоимость всех перевозок была минимальна.

Задача о перевозках, в которой сумма запасов равна сумме заявок:

$$\sum a_i = \sum b_j \quad (\text{где } i=1, \dots, m; j=1, \dots, n).$$

Это классическая транспортная задача, иначе называемая транспортной задачей с правильным балансом. Решение транспортной задачи начинается с нахождения опорного плана [4]. Для этого существуют различные способы, например: способ «северо-западного угла», метод минимального элемента и метод Фогеля [5]. Мы предлагаем создание информационной системы (программного обеспечения), которое реализует решение транспортной задачи для конкретных видов товаров с учетом страховых запасов и изменения внешней среды (коэффициентов стоимости транспортировки и производственных возможностей поставщиков).

#### Список литературы

1. Christopher M. Logistics and supply chain management: strategies for reducing costs and improving services. – UK: Pitman Publishing, 1992.
2. Бауэрсокс Д.Дж. Логистика. Интегрированная цепь поставок. – М.: Олимп-Бизнес, 2001. – 640 с.
3. Барсов А.С. Что такое линейное программирование. – М., 1959.
4. Канторович Л.В. Математические методы организации и планирования производства. – Изд-во ЛГУ, 1939.
5. Васильев Ф.П. Линейное программирование / Ф.П. Васильев, А.Ю. Иваницкий. – М., 2003.

Получено 11.05.11