

Місце використання сучасних інформаційних технологій у системі контролю виконання заходів із забезпечення промислової безпеки праці на підприємстві наведено на рис. 1.



Рис. 1. Схема системи контролю виконання заходів зі забезпечення промислової безпеки праці (ПБП) на підприємстві

Висновок. Комп'ютеризована система забезпечення промислової безпеки праці на підприємстві дає змогу здійснювати ефективне, оперативне та планомірне системне проектування планових та позапланових технічних і навчальних заходів із забезпечення промислової безпеки праці для конкретного підрозділу підприємства з урахуванням статистичного аналізу та ґрунтуючись на чинній нормативній базі діяльності таких підрозділів.

Література

1. Гогіташвілі Г.Г. Управління охороною праці та ризиком за міжнародними стандартами : навч. посібник / Гогіташвілі Г.Г., Карчевські Є.Т., Лапін В.М. – К. : Знання, 2007. – 367 с.
2. Гогіташвілі Г.Г. Системи управління охороною праці / Гогіташвілі Г.Г. – Л. : Афіша, 2002. – 320 с.
3. Дозорцев В. С потерями борются компьютеры. Внедрение современных информационных систем в нефтепереработке / В. Дозорцев, Г. Ефитов, Н. Шестаков // Нефть России. – 1998. – № 6. – С. 60-63.
4. Лесенко Г. Розробка та впровадження СУОП на підприємстві / Г. Лесенко // Охорона праці. – 2003. – № 6. – С. 36-38.

УДК 621.867

Аспір. І.М. Ілюшик – Луцький національний технічний університет

НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ КАНАТНОЇ ОСНАСТКИ САПРОПЕЛЕВОЇ СКРЕПЕРНОЇ УСТАНОВКИ

Досліджено роботу канатної оснастки сапропелевої установки при найбільш небезпечному режимі роботи – підйманні вантажу, з урахуванням можливого зали-

пання ковша. Отримано залежності, які дали б змогу оцінити зміну зусиль у несному канаті, вертикальні переміщення вантажу та зміну швидкості руху вантажопідіймального канату. Це дасть змогу уникнути явища резонансу під час експлуатації таких установок.

Post-graduate I.M. Ilyushyk – Lutsk National technical university

Nonlinear vibrations of the cable rigging of the sapropel skoper plant

Work of the cable rigging of the сапропелевої plant is probed at the most dangerous mode of work – rising of load, taking into account possible sticking of scoop. Dependences which allowed estimating the change of efforts in a bearing cable, vertical moving of load and change of speed of motion a lifting cable, are got. It will enable to avoid the phenomena of resonance during exploitation of such plants.

Канатно-скреперні сапропелеві установки використовуються для розробки малих водойм, де експлуатація традиційних великогабаритних важких засобів економічно недоцільна, оскільки пов'язана із значними витратами на придбання та транспортування, або взагалі неможлива. Основною перевагою канатно-сапропелевих установок є можливість поєднати в одному технічному процесі добування сапропелю, його транспортування і навантаження, що відкидає необхідність виконання проміжних операцій.

Але експлуатація таких установок характеризується залипанням ковша при черпанні сапропелю. Це приводить до виникнення коливань канатної оснастки при відриванні ковша від ґрунту і викликає значні динамічні навантаження. Розрахункову схему канатної оснастки сапропелевої установки при підйманні вантажу представлено на рис. 1.

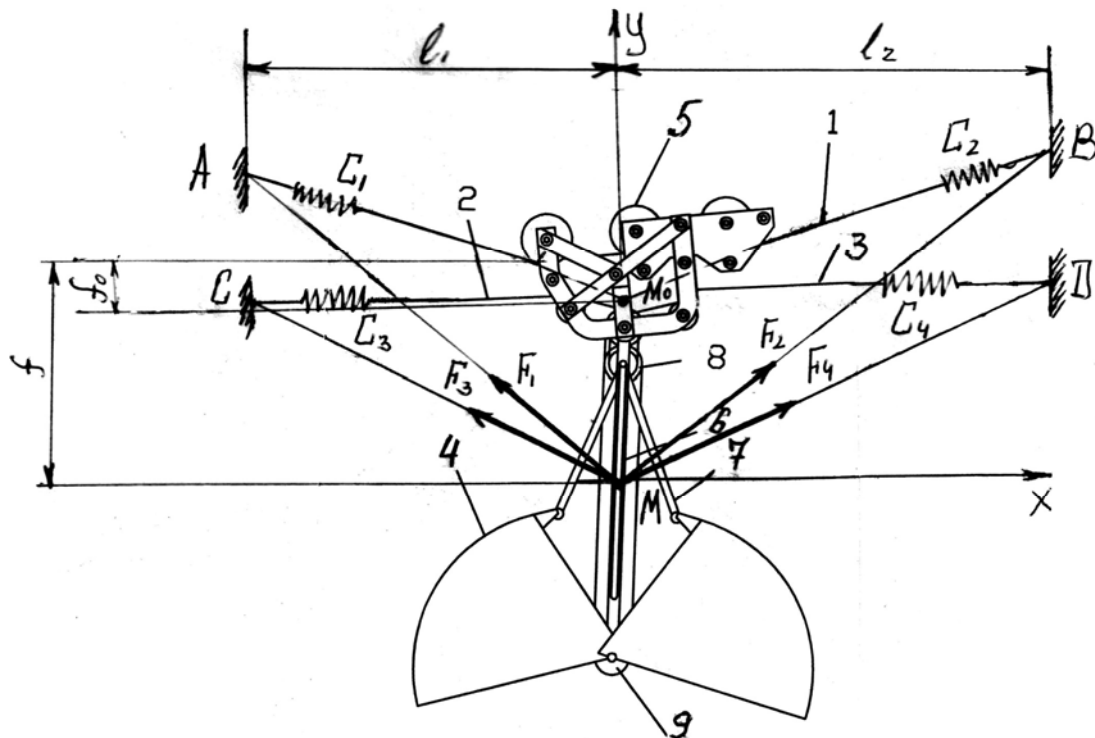


Рис. 1. Розрахункова схема канатної оснастки сапропелевої установки при підйманні вантажу: 1 – несний канат; 2 – тяговий канат; 3 – вантажопідіймальний канат; 4 – ковш; 5 – вантажна каретка; 6 – вертикальний важіль; 7 – допоміжний важіль; 8 – рухомий блок; 9 – нижній блок ковша

Щоб дослідити невстановлені режими роботи, необхідно розглянути нелінійні коливання таких систем [1, 2].

Під час розроблення математичної моделі прийнято такі припущення: розгін робочого барабану відбувається миттєво, в зв'язку з тим, що час пуску приводного механізму є значно менший, ніж період вільних коливань системи; швидкість підймання вантажу становить $v \leq 3$ м/с, тому можна прийняти, що дисипативна функція пропорційна швидкості; вантажна каретка-тягово-вантажопідіймальний канат-привод позначають зведеним коефіцієнтом жорсткості C ; поперечні коливання канатів розглянуто в одній вертикальній площині. Дослідження роботи канатної сапропелевої установки вимагає розгляду нелінійних диференціальних рівнянь. Поява у рівняннях руху нелінійних членів зумовлена наявністю сили пружності системи, яка змінюється за нелінійним законом.

Рух системи, схему якої наведено на рис. 1, можна представити у вигляді системи рівнянь Лагранжа другого роду [1, 2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_j}{\partial \dot{g}_j} \right) - \frac{\partial T_j}{\partial g_j} + \frac{\partial \pi_j}{\partial \dot{g}_j} + \frac{\partial \Phi_j}{\partial \dot{g}_j} = Q_j, \quad (1)$$

де $j = 1, 2, \dots, n$ – кількість узагальнених коефіцієнтів; g_j – узагальнені координати; T, Π – відповідно кінематична і потенціальна енергії система; Φ – дисипативна функція Релея; Q_j – узагальнені сили.

У реальних канатних системах

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m_2 (\dot{y} - \dot{\varphi}); \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \neq 0. \quad (2)$$

Для визначення узагальнених сил надамо системі можливе незалежне переміщення, за якого $\delta \varphi > 0$, а $y = const$, тоді елементарну роботу можна визначити зі залежності:

$$\delta A_1 = (M_{об} - m_2 \cdot g \cdot \dot{\varphi}) \cdot \delta \varphi. \quad (3)$$

Для іншого незалежного переміщення $\delta y > 0$, $\varphi = const$, елементарна робота дорівнює

$$\delta A_2 = (m_2 \cdot g + R_y) \cdot \delta y. \quad (4)$$

Отже, узагальнені сили можна визначити зі залежностей:

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - m_2 \cdot g \cdot \dot{\varphi} - \mu_0 \cdot v_1 \cdot \dot{\varphi}; \\ Q_2 &= m_2 \cdot g + R_y - \mu_0 \cdot v_1. \end{aligned} \quad (5)$$

де: $M_{об}$ – крутильний момент на приводному барабані лебідки; R_y – реакція несного канату на дію вантажної каретки; m_1, m_2 – відповідно маси каретки та вантажу; μ_0 – коефіцієнт лінійного опору системи; $v_1 = dy/dt$; v_1 – швидкість зміни відносної деформації.

Підставляючи величини з виразів (3; 4; 5) в рівняння (2), отримаємо:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \cdot \ddot{\varphi} - m_2 \cdot \ddot{y} &= \frac{M_{об}}{\dot{\varphi}} - m_2 \cdot g - \mu_0 v_1; \\ -m_2 \cdot \dot{\varphi} + m_2 \cdot \ddot{y} &= m_2 \cdot g + R_y - \mu_0 v_1. \end{aligned} \quad (6)$$

Для визначення величини R_y розглянемо розрахункову схему рис. 1.

У межах пружності зусилля, що виникають в несному канаті, можна визначити зі залежності [3]

$$F = C(\delta l + \Delta), \quad (7)$$

де: C – поздовжня жорсткість канату; Δ – деформація канату від дії монтаж-ного натягу; δl – поздовжня деформація канату від дії вантажу.

Якщо позначити через y різницю між прогинами канату до і після на-вантаження $y = f_{cm} - f_0$, видовження одної вітки канату можна визначити зі залежності

$$\delta l_1 = \sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2} - l_1. \quad (8)$$

Проекція сили $\vec{F}_1$ на вісь y дорівнюватиме

$$F_{1y} = -C_1(\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2} - l_1 + \Delta) \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

де $\cos \alpha = \frac{y + f_0}{\sqrt{l_1^2 + (y + f_0)^2}}$. Тоді:

$$F_{1y} = -C_1(\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2} - l_1 + \Delta) \cdot \frac{y + f_0}{\sqrt{l_1^2 + (y + f_0)^2}} = -C_1 \cdot (y + f_0) \cdot \left(1 - \frac{l_1 - \Delta_1}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}}\right). \quad (10)$$

Для спрощення розрахунків приймемо, що наша система симетрична. Внаслідок симетрії

$$F_{2y} = -C_2 \cdot (y + f_0) \cdot \left(1 - \frac{l_2 - \Delta_1}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_2^2}}\right). \quad (11)$$

Аналогічно визначаємо проекції сил F_{3y} та F_{4y} .

$$F_{3y} = -C_3 \cdot y \cdot \left(1 - \frac{l_3 - \Delta_2}{\sqrt{y^2 + l_3^2}}\right); \quad F_{4y} = -C_4 \cdot y \cdot \left(1 - \frac{l_4 - \Delta_2}{\sqrt{y^2 + l_4^2}}\right). \quad (12)$$

Для визначення реакції несного канату на дію вантажної каретки спроектуюмо всі сили на вісь y і отримаємо:

$$R_y = \sum_{k=1}^4 F_{ky} = -C_1(y + f_0) \cdot \left(1 - \frac{l_1 - \Delta_1}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}}\right) - C_2(y + f_0) \cdot \left(1 - \frac{l_2 - \Delta_1}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_2^2}}\right) - \\ - C_3 \cdot y \cdot \left(1 - \frac{l_3 - \Delta_2}{\sqrt{y^2 + l_3^2}}\right) - C_4 \cdot y \cdot \left(1 - \frac{l_4 - \Delta_2}{\sqrt{y^2 + l_4^2}}\right). \quad (13)$$

Знайдемо узагальнений коефіцієнт жорсткості в напрямку осі y :

$$C_y = \frac{dR_y}{dy} = -C_1 \left[1 - \frac{(l_1 - \Delta_1)}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}} + \frac{(l_1 - \Delta_1) \cdot (y + f_0)^2}{\left(\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}\right)^3} \right] - C_2 \left[1 - \frac{(l_2 - \Delta_1)}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_2^2}} + \frac{(l_2 - \Delta_1) \cdot (y + f_0)^2}{\left(\sqrt{(y + f_0)^2 + l_2^2}\right)^3} \right] - \\ - C_3 \left[1 - \frac{(l_3 - \Delta_2)}{\sqrt{y^2 + l_3^2}} + \frac{(l_3 - \Delta_2) \cdot y^2}{\left(\sqrt{y^2 + l_3^2}\right)^3} \right] - C_4 \left[1 - \frac{(l_4 - \Delta_2)}{\sqrt{y^2 + l_4^2}} + \frac{(l_4 - \Delta_2) \cdot y^2}{\left(\sqrt{y^2 + l_4^2}\right)^3} \right]. \quad (14)$$

де C_y – узагальнений коефіцієнт жорсткості системи в напрямку осі y .

Для симетричної задачі: $l_1=l_2$; $l_3=l_4$; $C_1=C_2$; $C_3=C_4$, після нескладних математичних перетворень, формула (14) набуде такого вигляду:

$$C_y = -2C_1 \left[1 - \frac{(l_1 - \Delta_1) \cdot l_1^2}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}^3} \right] - 2C_3 \left[1 - \frac{(l_3 - \Delta_3) \cdot l_3^2}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_3^2}^3} \right]. \quad (15)$$

У даному випадку реакція несного канату буде дорівнювати

$$R_y = -2C_1 \cdot (y + f_0) \cdot \left[1 - \frac{(l_1 - \Delta_1)}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}} \right] - 2C_3 \cdot y \cdot \left[1 - \frac{(l_3 - \Delta_3)}{\sqrt{y^2 + l_3^2}} \right]. \quad (16)$$

Підставляючи значення R_y в рівняння (6), отримаємо

$$\begin{aligned} & -m_2 \cdot \ddot{\varphi} + (m_2 + \mu_0) \cdot \ddot{y} = \\ & = m_2 \cdot g - 2C_1 (y + f_0) \cdot \left[1 - \frac{(l_1 - \Delta_1)}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}} \right] - 2C_3 \cdot y \cdot \left[1 - \frac{l_3 - \Delta_3}{\sqrt{y^2 + l_3^2}} \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

У положенні рівноваги, $R_y = -2C_1 \cdot f_0 = m_2 \cdot g$.

Отже, рівняння (17) набуде вигляду:

$$\begin{aligned} & -m_2 \cdot \ddot{\varphi} + (m_2 + \mu_0 / t) \cdot \ddot{y} = \\ & = -2(C_1 + C_3) \cdot y + 2C_1 \cdot (l_1 - \Delta_1) \cdot \left(\frac{(y + f_0)}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}} \right) + 2C_3 \cdot (l_3 - \Delta_3) \cdot \frac{y}{\sqrt{y^2 + l_3^2}}. \end{aligned} \quad (18)$$

Додавши рівняння (6) і (18), отримаємо:

$$\begin{aligned} & \left(m_1 + \frac{\mu_0}{t} \right) \cdot \ddot{\varphi} = \frac{M_{об}}{c} - m_2 \cdot g - 2(C_1 + C_3) \cdot y + 2C_1 \cdot (l_1 - \Delta_1) \cdot \\ & \cdot \frac{y + f_0}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}} + 2C_3 \cdot (l_3 - \Delta_3) \cdot \frac{y}{\sqrt{y^2 + l_3^2}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Вилучивши з рівняння (19) $\ddot{\varphi}$ і позначивши

$$K^2 = \frac{2(C_1 + C_3)}{m_1 \cdot m_2} \left(m_1 + m_2 + \frac{\mu_0}{t} \right). \quad (20)$$

після нескладних математичних перетворень отримаємо нелінійне диференціальне рівняння відносних коливань системи у вигляді

$$\begin{aligned} & \ddot{y} + K^2 y = 2C_1 (l_1 - \Delta_1) \cdot \frac{m_1 + m_2 + \mu_0 / t}{m_1 \cdot m_2} \cdot \frac{y + f_0}{\sqrt{(y + f_0)^2 + l_1^2}} + \\ & + 2C_3 (l_3 - \Delta_3) \cdot \frac{m_1 + m_2 + \mu_0 / t}{m_1 \cdot m_2} \cdot \frac{y}{\sqrt{y^2 + l_3^2}} + \frac{M_{об}}{c \cdot m_1} - \frac{m_2 \cdot g}{m_1}; \end{aligned} \quad (21)$$

де K – циклічна частота коливань заданої системи.

Приймаючи в початковий момент $y = f_{cm}$ та $\dot{y} = 0$ і, застосовуючи метод послідовних наближень, розв'язок рівняння (21) можна знайти у вигляді:

$$y = f_{cT} - \left[f_{cT} - \frac{\xi_1 + \xi_3}{32k_1^2} \right] \cdot \cos k_1 \cdot t + \frac{\xi_2}{f_{cT}} \cdot (\cos k_1 \cdot t)^{1/2}, \quad (22)$$

$$\text{де} \quad k_1^2 = k^2 + \frac{3}{8} \cdot \frac{\xi_1 + \xi_3}{f_{cT}}, \quad (23)$$

$$\xi_i = 2C_i \cdot (l_i - \Delta_i) \cdot \frac{(m_1 + m_2 + \mu_0/t) \cdot f_0}{m_1 \cdot m_2 \cdot l_i}, \quad i = \overline{1,3}; \quad \xi_2 = \left(\frac{M_{об}}{c \cdot m_1} - \frac{m_2 \cdot g}{m_1} \right).$$

Розв'язок рівняння не є законом гармонійного руху. Величина відхилення від простої гармоніки залежить від значення множників $\xi_{1,2,3}$. Крім того, основна частота k залежить від амплітуди коливання.

Для визначення швидкості руху точки M продиференціюємо рівняння (22) за часом t , отримавши:

$$v = \left[f_{cT} - \frac{\xi_1 + \xi_3}{32k_1^2} \right] \cdot k_1 \cdot \sin k_1 \cdot t - \frac{1}{2} \frac{\xi_2 \cdot k_1}{f_{cT}} \cdot (\cos k_1 \cdot t)^{-1/2} \cdot \sin k_1 \cdot t. \quad (24)$$

Отримані рівняння (7), (15), (20)-(24) описують динамічний процес у наведеній механічній системі. Розрахунок динамічного процесу доцільно виконувати для початкових умов $y(0)=0$; $v(0)=v_0$.

Розрахунки виконано за допомогою пакету програм Mathcadprofessional. Отримані результати представлені на рис. 2.

Аналіз виконано для випадку: $m_1=50$ кг; $m_2=3200$ кг; $l_1=l_2=100$ м; $f_0=8$ м, $f_{cT}=10$ м, $v_0=3$ м/с, то монтажний натяг несного канату $T_0=11 \cdot 10^4$ Н, $C_1=3,0 \cdot 10^5$ Н/м, $C_3=3,0 \cdot 10^5$ Н/м, $c=0,1$ м; $M_{об}=3600$ н·м; $\mu_0=0,03mg$, н·с/м

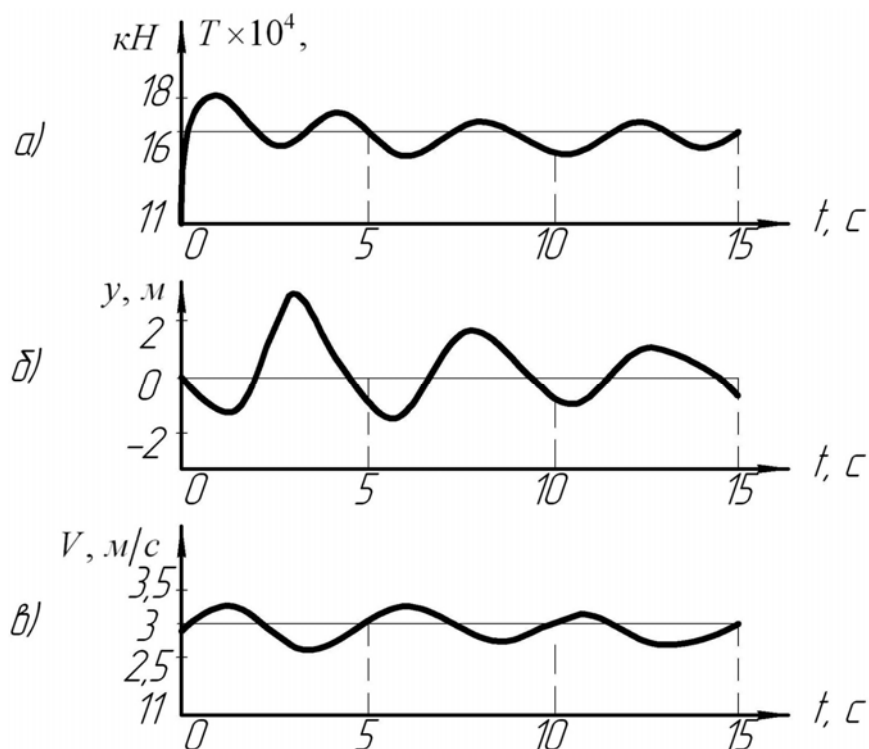


Рис. 2. Часові залежності зусиль, переміщень і швидкості руху: а) зміна зусиль у несному канаті; б) вертикальні переміщення вантажу; в) зміна швидкості руху вантажопідіймального канату

Графіки (рис. 2) дають узагальнену картину зміни зусиль у несному канаті, переміщення і швидкості вантажної каретки. На основі отриманих графіків можна вибрати режими експлуатації, які унеможливають виникнення явища резонансу для установок такого типу.

Література

1. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – М.-К. : Машгиз, 1962. – 267 с.
2. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле : пер. с англ. Корнейчука Л.Г. / под ред. Э.М. Григолюка. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
3. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісо транспортних установок. – К. : Ясмина, 1996. – 175 с.

УДК 004.94

*Доц. М.В. Делявський, канд. техн. наук; О.В. Максимович;
К.Я. Бортник – Луцький національний технічний університет*

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ДОДАТКІВ У ГЛОБАЛЬНІЙ МЕРЕЖІ

Описано основні методи оптимізації роботи додатків у глобальній комп'ютерній мережі. Виявлено, що під час використання монітора транзакцій у режимі моніторингу додатки, побудовані на транзакціях з масовою передачею даних, чутливі до пропускної здатності, оскільки складаються з великої кількості пакетів, які передаються в одному напрямку. Тому збільшення пропускної здатності дає змогу доставити ці пакети швидше та зменшити час відповіді.

*Assoc. prof. M.V. Delyavskiy; O.V. Maxymovych;
K.Ya. Bortnik – Lutsk national technical university*

Optimization of work of additions in global network

The basic methods of optimization of work of additions are described in a global computer network. It is discovered that during the use of monitor of transactions in the mode of monitoring, additions, built on transactions with mass communication of data, are sensible to the carrying capacity, as consist of plenty of packages which are passed one-way. Therefore the increase of carrying capacity enables to deliver these packages quick and to decrease time of answer.

На сьогодні під час реалізації складних проектів використовують системи, побудовані на клієнт-серверній архітектурі (CAD /CAM/ CAE/ PDM) [1], які є важливим класом додатків IP, що з'явилися у корпоративних глобальних мережах за останні роки. Чимало компаній вже замінили системи на основі "мейнфреймів" на більш вигідні в економічному плані, і водночас і продуктивісні. На нашу думку, мало уваги приділяють тому, як згадані додатки функціонують у глобальних мережах. З огляду на важливість цих додатків, питання заслуговує на увагу.

Досить часто тестування додатків обмежується локальною мережею, а реальні характеристики їх роботи в глобальних мережах виявляються лише після завершення розробки та розгортання додатку. Унаслідок цього компанія витрачає час, матеріальні та фінансові ресурси на виявлення проблеми, і зрештою приходиться до найдорожчого з можливих рішень: збільшенню пропускної здатності [2].

Ці проблеми можна послабити, якщо дотримуватись таких умов: правильно зорієнтуватись у принципах роботи клієнт-серверних додатків у гло-