

(зокрема в рамках Autodesk PLM360), яка значно підвищує функціональність традиційних PLM-систем і реалізує інший підхід. Такий підхід дає змогу використовувати можливість відкритого коду веб-інструментів і інфраструктури та мати в своєму розпорядженні хмарне PLM рішення для фахівців машинобудівних підприємств.

Наявність надійного хмарного програмного додатка дасть змогу відстежувати кожну дію на всіх найважливіших етапах створення виробів машинобудування, постійно здійснювати обмін технічною інформацією між фахівцями та відкривати перед ними нові можливості.

Література

1. Ступницький В.В. Ефективність впровадження CALS-технологій на машинобудівних підприємствах України / В.В. Ступницький // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Комп'ютерні системи проектування. Теорія і практика. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2009. – № 642. – С. 80-84.
2. Бельюков Є.А. Розвиток і обслуговування технічної бази машинобудування : монографія / Є.А. Бельюков, І.М. Єпіфанова. – Одеса : Вид-во "Інтерпрінт", 2007. – 297 с.
3. Решетников Л.Л. Інструменти управління життєвим циклом товарів і послуг в контексті єдиного інформаційного простору / Л.Л. Решетников // Вестник Челябинского государственного университета. – Сер.: Экономика. – 2012. – № 9 (263). – Вип. 37. – С. 83-86.
4. Судов Е.В. Концепція CALS-технологій в промисловості Росії / Е.В. Судов, А.И. Левин, А.Н. Давыдов і др. – М. : НИЦ CALS-технологій "Прикладная логистика", 2002. – 36 с.
5. Федоров В.К. О некоторых принципах и особенностях организации инновационной деятельности в современном машиностроении / В.К. Федоров, Г.П. Бендерский, А.М. Белевцев // Технология машиностроения : сб. науч. тр. – 2007. – № 5. – С. 80-81.

Надійшла до редакції 28.12.2016 р.

Бакай Б.Я., Кий В.В. Построение единого информационного пространства управления жизненным циклом изделий машиностроения

Выполнен системный анализ процесса управления жизненным циклом изделий машиностроения. Рассмотрены роль и место PLM-технологий в машиностроительном производстве. Определены этапы жизненного цикла изделий (на основе ISO 9004-1-94) и приведена информационная система обеспечения жизненного цикла изделий машиностроения. Разработана стратегия вывода изделий машиностроения на рынок и увеличения прибыльности. Предложена концепция единого информационного пространства управления жизненным циклом изделий машиностроения на основе облачных технологий, что обеспечит постоянный обмен технической информацией между специалистами и создаст новые возможности.

Ключевые слова: PLM, жизненный цикл изделий, информационная среда, машиностроительное производство.

Bakay B.Ya., Kyi V.V. Constructing Common Information Space for Engineering Products Lifecycle Management

System analysis of the life cycle management of engineering products is conducted. The role and place of PLM-technologies in machine-building industry is considered. Life cycle of products (based on ISO 9004-1-94) is defined; information system of engineering products life cycle is provided. The strategy for launching engineering products to market and increasing profitability is developed. We offer the concept of a common information space for engineering products lifecycle management based on cloud technologies that will ensure a constant exchange of technical information between specialists and create new opportunities.

Keywords: PLM, the products life cycle, information environment, car manufacturing.

УДК 629.3.027

ВПЛИВ НЕЛІНІЙНИХ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЕННЯ НАПІВПРИЧЕПА ТА МОДИФІКОВАНОЇ ЇЇ СИСТЕМИ ЗЧЕПЛЕННЯ ІЗ ТЯГАЧЕМ НА ДИНАМІКУ ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ

А.О. Дзюба¹

З метою покращення динамічних характеристик напівпричепів, запропоновано модернізовану систему зчеплення напівпричепа та тягача. Вона, на відміну від існуючої системи, характеризується додатково моментом стабілізації, який намагається повернути підресорену частину напівпричепа у зрівноважене положення. Побудовано математичну модель поперечно-кутових коливань підресореної частини напівпричепа за нелінійних силових характеристик системи підресорювання та моменту стабілізації. На її основі отримано аналітичні залежності, які описують амплітуду та частоту розглядуваних нелінійних коливань, що враховують основні силові характеристики системи підресорювань та моменту стабілізації. Встановлено зокрема: у випадку прогресивного закону зміни відновлювальної сили амортизаторів, більшим значенням амплітуди коливань відповідає більше значення власної частоти, а для регресивного – навпаки; момент стабілізації зменшує амплітуду збурення, зумовленого наїздом на нерівності шляху. Отже, використання модернізованої системи зчеплення напівпричепа та тягача значною мірою підвищує експлуатаційні характеристики напівпричепа. Отримані у роботі теоретичні результати слугуватимуть базою для проектно-конструкторських робіт щодо практичної модернізації системи зчеплення напівпричепа та тягача.

Ключові слова: система підресорювання, статична деформація, амплітуда, частота коливань.

Актуальність та огляд основних результатів. Основним призначенням системи підресорювання (СП) колісних транспортних засобів (КТЗ) є зменшення динамічних навантажень на людей та вантажі, які транспортуються шляхом із нерівностями [1, 2]. Одночасно вона впливає і на низку інших характеристик КТЗ, таких як керованість [3], стійкість руху [4] та ін. У низці праць показано [5-7], що забезпечити належну плавність руху КТЗ може СП із нелінійним законом зміни відновлювальної сили пружних амортизаторів. Разом з тим, питання, які стосуються впливу СП на динаміку таких засобів перевезення вантажів, як причепа чи напівпричепа, не знайшли належного висвітлення через низку їх особливостей. До них потрібно віднести взаємодію причепа (напівпричепа) із тягачем, кількості осей останнього та ін., а відтак, формальне перенесення результатів, які стосуються динаміки та стійкості руху КТЗ для причепів (напівпричепів) є неприйнятним. Це насамперед стосується напівпричепів, які експлуатуються у складних умовах руху вздовж шляху із значними нерівностями, пересіченою місцевістю, об'їздах перешкод та ін., де вони за значно менших швидкостей, ніж тягач, втрачають стійкість руху. Наведене приводить до зниження економічних показників ТЗ, а в окремих випадках до значних матеріальних збитків.

Мета роботи – створення теоретичної бази щодо обґрунтування вибору силових параметрів системи підресорювання із нелінійним зв'язком відновлювальної сили та деформації амортизаторів і модернізованої системи зчеплення

¹ заст. нач. факультету ракетних військ і артилерії А.О. Дзюба – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного

тягач-напівпричіп, які в сукупності підвищують експлуатаційні характеристики напівпричепа.

Постановка задачі. Традиційна система зчеплення напівпричепа та тягача призначена для передачі від останнього зосередженого зусилля, яке спонукає напівпричіп до руху і вона майже не впливає на поперечно-кутові коливання його підресореної частини (ПЧ). Зазначені коливання є визначальними для напівпричепів з огляду на бокову стійкість [8] під час руху вздовж криволінійних ділянок шляху із нерівностями. Для підвищення експлуатаційних характеристик системи тягач-напівпричіп пропонують модернізувати систему зчеплення зазначених об'єктів руху, а саме – модернізована система зчеплення повинна характеризуватись ще й додатково моментом кручення, нижче – моментом стабілізації. Він намагається повернути підресорену частину напівпричепа (ПЧН) у положення, де додатковий пружний елемент модернізованої системи зчеплення є недеформованим (відносний кут повороту ПЧН відносно ПЧ тягача дорівнює нулеві). Безумовно, за такої системи зчеплення збільшується дія напівпричепа на тягач (відповідно до класичних законів механіки). Однак для тягачів, маса котрих є значно більшою за масу напівпричепа, зазначена дія буде незначною (йдеться передусім про стійкість руху). Отже, задача полягає у дослідженні сумісного впливу основних силових характеристик СП напівпричепа та моменту стабілізації на основні параметри динаміки ПЧП.

Виклад основного матеріалу. Основні припущення та обмеження щодо досліджуваного об'єкту:

1. Горизонтальні переміщення точок з'єднання системи підвіски та ПЧН є малими і ними можна знехтувати;
2. Під час руху напівпричепа вздовж шляху із нерівностями колеса безвідривно контактують із його поверхнею;
3. Нерівності шляху викликають у ПЧН тільки поперечно-кутові коливання;
4. Пружні деформації пневмоколіс зумовлені їх наїздом на нерівності є значно меншими як амортизаторів і ними нехтуємо;
5. Силові характеристики системи підресорювання та момент стабілізації описуються нелінійними функціями деформації чи швидкості деформації відповідного елемента;
6. Максимальні значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншими порівняно із максимальними значеннями пружних сил амортизаторів.

Наведене дає змогу: а) для описання відносного положення ПЧН вибрати одну узагальнену координату – кут повороту її $\phi(t)$ навколо поздовжньої осі напівпричепа, яка проходить через точку з'єднання останнього із тягачем; б) силові характеристики СП напівпричепа та момент стабілізації представити функціями вказаного кута залежностями:

$$F_a = c_a (\phi a \pm \Delta_{cm})^{v+1}, R_\partial = a\alpha\dot{\phi}^s, M_3 = C\phi^{v+1}, \quad (1)$$

де: F_a – пружна сила амортизаторів (знак "+" для лівого, знак "-" – для правого); R_∂ – сила опору демпферних пристроїв; M_3 – момент стабілізації; $c_a, \alpha, a, C, v, \Delta_{cm}, s$ – сталі (a – віддаль між точками кріплення пружних амортизаторів до підресореної частини, c_a – коефіцієнти "жорсткості" пружних амортизаторів; C – коефіцієнти "жорсткості" на кручення пружного елемента модерні-

зованої системи з'єднання напівпричепа та тягача; α, s – параметри, які описують силу опору амортизаторів; Δ_{cm} – статична деформація ПЧН, $\Delta_{cm}^{v+1} = \frac{m_{II}g}{2c_a}$, m_{II} – її маса).

Отже, диференціальне рівняння поперечно-кутових коливань ПЧП за прийнятих основних силових характеристик набуде вигляду

$$I_0 \ddot{\phi} + 2\alpha a^2 \dot{\phi}^s + c_a a (\phi + \Delta_{cm})^{v+1} + c_a a (\phi - \Delta_{cm})^{v+1} + C\phi^{v+1} = 0, \quad (2)$$

де I_0 – момент інерції напівпричепа відносно поздовжньої осі.

Обмеження щодо силових чинників, які наведено вище, дають змогу з точністю до величин вищого порядку малини, диференціальне рівняння (2) перетворити до вигляду

$$\ddot{\phi} + \frac{(2c_a a^2 + C)}{I_0} \phi^{v+1} = \frac{2\alpha a^2}{I_0} \dot{\phi}^s, \quad (3)$$

у якому максимальне значення функції $2\alpha a^2 \dot{\phi}^s$ є малою величиною порівняно із максимальним значенням функції $(2c_a a^2 + C)\phi^{v+1}$. Вказане є підставою для використання загальних ідей методів збурень [9] під час побудови його асимптотичного [10] розв'язку. Відповідно до них, насамперед необхідно знайти розв'язок незбуреного його аналогу, тобто рівняння

$$\ddot{\phi} + \frac{(2c_a a^2 + C)}{I_0} \phi^{v+1} = 0. \quad (4)$$

Як показано у [11], його можна описати за допомогою періодичних Атеб-функцій у вигляді

$$\phi(t) = a_\phi s a(1, v+1, \psi), \psi = \omega(a_\phi) t + \psi_0, \omega(a) = \sqrt{\frac{v+2}{2I_0} (2c_a a^2 + C) a^{\frac{v}{2}}}, \quad (5)$$

де параметри a_ϕ та ψ_0 для незбуреного випадку знаходяться із початкових умов.

Примітки:

1. Диференціальне рівняння (4) буде описувати коливальний процес ПЧН, якщо $v+1 = (2h+1)/(2q+1)$; $p, q = 0, 1, 2, \dots$;
2. У роботі вважаємо, що причиною виникнення поперечно-кутових коливань ПЧН є початкова кутова швидкість вказаних коливань.

Наведене дає змогу початкові умови для рівняння (5) записати у такому вигляді: $\phi(0) = 0, \dot{\phi}(0) = \omega_0$, ω_0 – значення початкової кутової швидкості зумовлене нерівностями шляху. За співвідношенням (5), а також наведеними початковими умовами можна визначити параметри $a_{\phi|t=0} = a_{\phi 0}$ та ψ_0 :

$$\psi_0 = 0, a_{\phi 0} = \left(\frac{v+2}{2I_0 \omega_0^2} (2c_a a^2 + C) \right)^{-2/(v+2)}. \quad (6)$$

Залежність для величини початкової амплітуди поперечно-кутових коливань напівпричепа можна записати у більш зручній для інженерного викорис-

тання формі на основі таких міркувань: однією із важливих експлуатаційних характеристик напівпричепа є статична деформація амортизаторів. Тому формально ввівши цей параметр у співвідношення для $a_{\phi 0}$, маємо

$$a_{\phi 0} = \left(\frac{\nu + 2}{2I_0 \omega_0^2} \left(\frac{m_{II} g}{\Delta_{cm}^{\nu+1}} a^2 + C \right) \right)^{-2/(\nu+2)}, \quad (7)$$

або для випадку рівномірного розподілу маси напівпричепа вздовж об'єму

$$a_{\phi 0} = \left(\frac{3(\nu + 2)}{2b^2 \omega_0^2} \left(\frac{ga^2}{\Delta_{cm}^{\nu+1}} + \frac{C}{m_{II}} \right) \right)^{-2/(\nu+2)}, \quad (8)$$

де b – висота ПЧН.

На рис. 1 представлено залежність амплітуди початкового збурення поперечно-кутових коливань напівпричепа від параметра жорсткості C модифікованої системи зчеплення напівпричепа та тягача за різних значень параметрів ν для прогресивного (див. рис. 1, а) та регресивного (див. рис. 1, б) законів зміни відновлювальної сили пружних амортизаторів та моменту стабілізації, а на рис. 2 – залежність амплітуди початкового збурення поперечно-кутових коливань від статичної деформації системи підресорювання за $C = 30000$.

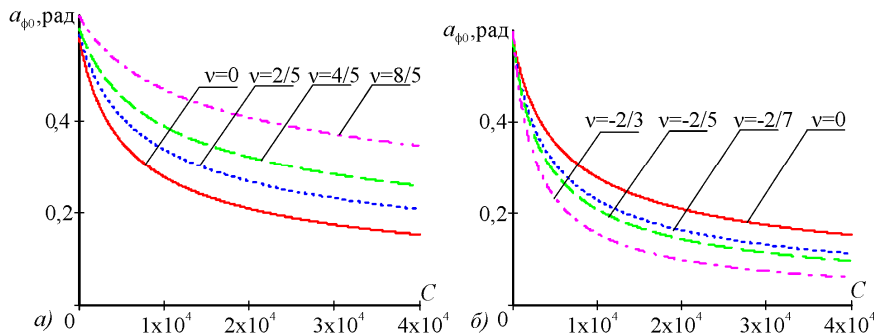


Рис. 1. Залежність амплітуди початкового збурення поперечно-кутових коливань напівпричепа від параметра C модифікованої системи зчеплення

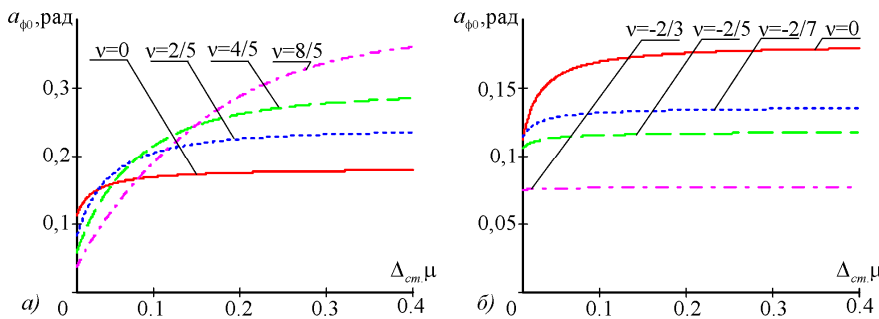


Рис. 2. Залежність амплітуди початкового збурення поперечно-кутових коливань напівпричепа від статичної деформації системи підресорювання

Якщо для незбуреного руху амплітуда поперечно-кутових коливань є сталою величиною, то демпферні пристрої спонукають їх до замикання, аж до наїзду правого чи лівого із коліс на наступну нерівність. Закон затухання поперечно-кутових коливань проходить відповідно до співвідношення

$$\frac{da_{\phi}}{dt} = - \frac{\alpha a a_{\phi}}{\Pi I_0} \left(\frac{2a_{\phi} \omega(a_{\phi})}{(\nu + 2)} \right)^{\nu-1} \frac{\Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right) \Gamma\left(\frac{s+2}{2}\right)}{2\Gamma\left(\frac{1}{\nu+2} + \frac{s+2}{2}\right)}, \quad (9)$$

де Π – півперіод використаних Атеб-функцій, тобто $2\Pi = 2\left(\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right)\right) / \Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\nu+2}\right)$. Треба одночасно зауважити, що початкове

значення амплітуди поперечно-кутових коливань напівпричепа визначається відповідно до залежності (7) чи (8). Наведене вище дає змогу змінити в часі амплітуду поперечно-кутових коливань напівпричепа за різних силових характеристик модифікованої системи зчеплення тягача та напівпричепа представити наведеними залежностями.

Висновки. Отримані розрахункові, а також побудовані на їх базі графічні залежності показують, що використання модернізованої системи зчеплення напівпричепа та тягача, яка характеризується додатковим моментом стабілізації, значною мірою покращують експлуатаційні характеристики напівпричепа. Зокрема, зменшується величина амплітуди поперечно-кутових коливань ПЧН, яка зумовлена збуреннями нерівностей шляху, зменшується для прогресивного закону зміни відновлювальної сили амортизаторів частота власних коливань. Наведене у сукупності впливає не тільки на динамічні навантаження вантажів, що транспортуються, але і на стійкість руху. Вказані питання можуть бути предметом окремих досліджень.

Література

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1972. – 392 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля : сокр. пер. с нем. В.П. Агапова / Й. Раймпель; под ред. М.Н. Зверева. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 356 с.
3. Солтус А.П. Теория эксплуатационных vlastivостей автомобиля : навч. посіб. [для студ. ВНЗ] / А.П. Солтус. – К. : Вид-во "Арістей", 2010. – 155 с.
4. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М. : Изд-во "Машиногиз", 1947. – 156 с.
5. Дущенко В.В. Проблемы выбора параметров систем подресорювання транспортных средств и пути их решения / В.В. Дущенко, С.М. Воронцов // Системотехника на автомобильном транспорте : матер. Республ. науч.-практ. конф. – Харьков : Изд-во ХАДУ, 1998. – С. 56-60.
6. Соکیل Б.І. Вплив характеристики підвіски на вертикальні та поперечно-кутові коливання корпусу армійських автомобілів багатозільового призначення / Б.І. Соکیل, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки : тези доп. IV НТК. – К. : Вид-во ЦНДІ, 2013. – С. 205-206.
7. Hrubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track / M. Hrubel, R. Nanivskyi, M. Sokil // Science & military. – Liptovscy Mikulas, Slovak Republska. – 2014. – Vol. 9, № 1. – Pp. 15-19.
8. Гречанок М. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля / М. Гречанок // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту : зб. наук. праць. – 2011. – Вип. 4. – С. 48-52.

9. Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике : пер. с англ. А.И. Державиной и В.Н. Диесперова / Джулиан Коул; под ред. О.С. Рыжова. – М. : Изд-во "Мир", 1972. – 276 с.

10. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М. : Изд-во "Наука", 1974. – 504 с.

11. Сеник П.М. Асимптотический метод и периодические Ateb-функции в теории существенно нелинейных колебаний / П.М. Сеник, И.П. Смерека, Б.И. Сокил // В сб.: Асимптотические и качественные методы в теории дифференциальных уравнений. – К. : Изд-во Ин-та математики, 1977. – С. 143-156.

Надійшла до редакції 16.10.2016 р.

Дзюба А.А. Влияние нелинейных силовых характеристик системы подрессоривания полуприцепов и модифицированной ее системы сцепления с тягачом на динамику подрессоренной части

С целью улучшения динамических характеристик полуприцепов, предложена модернизированная система сцепления полуприцепа и тягача. Она, в отличие от существующей системы, характеризуется дополнительно моментом стабилизации, который пытается вернуть подрессоренную часть полуприцепа в уравновешенное положение. Построена математическая модель поперечно-угловых колебаний подрессоренной части полуприцепа при нелинейных силовых характеристиках системы подрессоривания и момента стабилизации. На ее основе получены аналитические зависимости, описывающие амплитуду и частоту рассматриваемых нелинейных колебаний, учитывающие основные силовые характеристики системы подрессоривания и момента стабилизации. Установлено в частности: в случае прогрессивного закона изменения восстановительной силы амортизаторов, большим значениям амплитуды колебаний соответствует большее значение собственной частоты, а для регрессивного – наоборот; момент стабилизации уменьшает амплитуду возмущения, вызванного наездом на неровности пути. Таким образом, использование модернизированной системы сцепления полуприцепа и тягача в значительной мере повышает эксплуатационные характеристики полуприцепа. Полученные в работе теоретические результаты послужат базой для проектно-конструкторских работ, к практической модернизации системы сцепления полуприцепа и тягача.

Ключевые слова: система подрессоривания, статическая деформация, амплитуда, частота колебаний.

Dzyuba A.A. The influence of Nonlinear Power Patterns of a Semitrailer Sprung System and its Modified Coupling System with Tractor on the Dynamics of a Sprung System

A modernized semitrailer-tractor coupling system is suggested in order to improve the dynamic behavior of semitrailers. This system as opposed to the existing system is characterized by the additional stabilization torque which makes the sprung system turn into a balanced position. A mathematical model of cross – angular oscillations of the semitrailer sprung system for nonlinear power system characteristics of the sprung system and stabilization torque is developed. This model gave the analytical dependences that describe the amplitude and frequency of the nonlinear oscillations that take into account the basic power features of the sprung system as well as stabilization torques. It is discovered that in the case of progressive changes in the order of the regenerative force of the shock absorbers, larger amplitude values correspond to higher values of frequency, and for regressive changes – on the contrary; the stabilization point reduces the amplitude of the disturbance caused by hitting roughness of the road. Thus, the use of the upgraded system of the semitrailer-tractor coupling significantly improves the performance of the semitrailer. Theoretical results obtained in this work serve as a basis for the design information for practical modernization of the semitrailer-tractor coupling system.

Keywords: sprung system, static deformation, amplitude, oscillation frequency.

УДК 519.85.004.42

СТРУКТУРИЗАЦІЯ МЕТОДІВ РОЗВ'ЯЗАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ І ПРИКЛАДНИХ ЗАДАЧ ТА ЇХ ІНФОРМАЦІЙНА СУТНІСТЬ

Н.М. Пасека¹, М.С. Пасека², О.В. Ерстенок³

Розглянуто методи структуризації процедур розв'язання математичних і прикладних задач та виявлення їх інформаційної сутності. На підставі проведеного аналізу виділено класи практичних і математичних задач, які різняться характером своїх об'єктів та типом умов і вимог. Побудовано для типової задачі схему розбиття процесу на компоненти і кроки, які відображають процедури мислення та алгоритмізації у вигляді, логічно-структурного процесу розв'язання задачі. Описано моделі формування ситуаційних задач, а також запропоновано перспективи дослідження та використання моделі пошуку розв'язання нестандартних задач й обґрунтовано метод пошуку алгоритму знаходження розв'язку математичних задач як компонентів інформаційних технологій.

Ключові слова: модель, компонент, об'єкт, розбиття задач, інформаційні сутності, логічно-структурований процес.

Виклад основного матеріалу дослідження. Вміння розв'язувати задачі є основним показником математичного та інтелектуального розвитку особи, яке вказує на глибину освоєння знань, набутих у процесі навчання. Перевірка знань ґрунтується на оцінюванні вміння розв'язувати задачі різного типу, при цьому засвоєнні теоретичні знання не є підставою уміння знаходити методи і способи розв'язання задач. Причиною такої ситуації є таке: одні учні вникають у процес розв'язання задачі, а інші не вміють і не стараються зрозуміти їх суть; стараються зрозуміти в чому суть прийомів та методів розв'язання задачі, вивчають логіку й понятійну структуру задач та виявляють її мету; виділяють з кожного рішення загальні прийоми і процедури та способи розв'язання задач; зрозуміти сутність розв'язуваних задач, структуру математичних перетворень і побудову логіки виведень й доказів. Для того щоб розв'язати задачі у процесі навчання, потрібно виявити їх структуру та уявити інструмент розв'язання.

Означення: задача представляє собою вимогу або питання, на яку потрібно знайти відповідь, на підставі тих умов, які вказано в задачі [2].

Структура задачі, опис: проаналізувати зміст і структуру; встановити вимоги і мету; оцінити умови, згідно з якими треба розв'язати задачу; переглянути відомі методи і способи процесу досягнення мети і вибрати один з варіантів; виконати процедуру розв'язання та оцінити результат відносно мети.

У процесі розв'язання задачі потрібно: розчленити формулювання задачі на умови; виділити компоненти та елементарні умови і вимоги, мету; провести аналіз структури задачі.

Напрямок аналізу задачі: проводячи аналіз задачі та виділивши з формулювання задачі її умови, потрібно в ході пошуку способу і методу розв'язання пов'язувати умови з вимогами і метою, та виявленню сутності вимог.

Схематична структура задачі: результати попереднього аналізу потрібно формалізувати і записати у відповідній формі, схемі залежності від типу задачі.

¹ викл. Н.М. Пасека – Прикарпатський НУ ім. В. Стефаніка, м. Івано-Франківськ;

² доц. М.С. Пасека, канд. техн. наук – Івано-Франківський НТУ нафти і газу;

³ магістр О.В. Ерстенок – Івано-Франківський НТУ нафти і газу