

В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, О. І. ЗІНЧЕНКО, Л. В. РАЗАРЬОНОВ, О. В. ЯРИЖКО

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ПОВОРОТУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ТА ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ВТОМНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ ЙОГО СТРИЛИ

Розглянута вдосконалена методика параметрів розрахунку маневреності колісного фронтального навантажувача на базі колісного трактора, у тому числі з бортовою системою повороту, та вплив навантажень, що виникають в процесі черпання, підйому та навантаження ковшем матеріалу, на втомну міцність стріли навантажувача для виявлення раціонального способу його виконання. Розроблена та проаналізована математична модель фронтального навантажувача в процесі черпання, підйому, навантаження щебеню та піску, в процесі руху та повороту по штучному покриттю та на ґрунті з пустим та наповненим ковшем при різних висотах підйому стріли (опущене, середнє положення, максимальний підйом). Проведена оцінка відповідності розрахункової моделі до умов роботи натурального навантаження. Проведений розрахунок моменту інерції, моменту опору, геометричних характеристик небезпечного перерізу стріли фронтального навантаження, визначено максимальний згинальний момент, максимальне напруження та допустиму межу витривалості.

Ключові слова: фронтальний навантажувач; стріла; поворот; маневреність; втомне руйнування; поворотність; стійкість; ківш; призма зсуву; проходимость; універсальність; коефіцієнт зчеплення

В. М. КРАСНОКУТСКИЙ, Е. И. ЗИНЧЕНКО, Л. В. РАЗАРЕНОВ, А. В. ЯРЫЖКО МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТА ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА НА БАЗЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА И ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НАГРУЗОК НА УСТАЛОСТНОЕ РАЗРУШЕНИЕ ЕГО СТРЕЛЫ

Рассмотрена усовершенствованная методика параметров расчета маневренности колесного фронтального погрузчика на базе колесного трактора, в том числе с бортовой системой поворота, и влияние нагрузок, возникающих в процессе черпания, подъема и погрузки ковшем материала, на усталостную прочность стрелы погрузчика для выявления рационального способа его исполнения. Разработана и проанализирована математическая модель фронтального погрузчика в процессе черпания, подъема, погрузки щебня и песка в процессе движения и поворота по искусственному покрытию и на почве с пустым и наполненным ковшем при различных высотах подъема стрелы (опущена, среднее положение, максимальный подъем). Проведена оценка соответствия расчетной модели условиям работы натурального нагружения. Проведен расчет момента инерции, момента сопротивления, геометрических характеристик опасного сечения стрелы фронтального нагружения, определены максимальный изгибающий момент, максимальное напряжение и допустимый предел выносливости.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик; стрела; поворот; маневренность; усталостное разрушение; поворотливость; устойчивость; ковш; призма сдвига; проходимость; универсальность; коэффициент сцепления

V. KRASNOKUTSKYI, O. ZINCHENKO, L. RAZAREN OV, O. YARYZHKO METHOD OF TURNING PARAMETERS CALCULATION FOR FRONTAL LOADER ON THE BASE OF WHEELED TRACTOR AND STUDYING THE LOADS IMPACT ON THE FATIGUE DESTRUCTION OF ITS JIB

An improved parameters calculation methodology is reviewed for the maneuverability of a wheel loader based on a wheeled tractor, including an onboard steering system. The effect of loads is investigated arising in the process of scooping, lifting and loading the bucket material on the fatigue strength of the loader arm to identify the rational method of its execution. A mathematical model of a front-end loader was developed and analyzed during the process of digging, lifting, rubble and sand loading in the process of moving and turning over the artificial surface and on the soil with an empty and filled bucket at different heights of jib lift (jib is lower, it is in middle position, it is on maximum lift). The conformity assessment is made for the computational model of natural loading work conditions. Calculations made for the moment of inertia, the moment of resistance, the geometric characteristics of the dangerous section of the front-loading jib, the maximum bending moment, the maximum stress and the permissible fatigue limit.

Keywords: front loader; jib; rotation; maneuverability; fatigue destruction; steering; stability; bucket; prism shift; permeability; versatility; clutch ratio

Вступ. Фронтальні навантажувачі на колісних тракторах, у тому числі малогабаритні фронтальні навантажувачі (МФН) з бортовою системою повороту, отримали широке застосування у багатьох галузях промисловості та сільському господарстві. Це обумовлено високими експлуатаційними показниками, великою гамою навісного обладнання, універсальністю застосування, маневреністю, мобільністю, прохідністю. Вони прості в управлінні та обслуговуванні, їх вартість та експлуатаційні витрати порівняно невеликі. Відсутність керованих коліс і забезпечення повороту машини за рахунок розгудження швидкості оборотів рушіїв правого та лівого бортів тягне за собою перехід машини в галопуючий режим руху як наслідок підвищення вірогідності перевертання навантажувача.

Досвід застосування МФН свідчить про те, що

втрата стійкості можлива не тільки у випадках, характерних для машин класичної компоновки, але і при розвороті з одночасним гальмуванням одного з бортів. Загальноприйнята оцінка повздовжньої стійкості ковшових навантажувачів при гальмуванні робочого обладнання це не враховує.

Мета і постановка задачі. Метою дослідження є удосконалення методики розрахунку параметрів процесу повороту і динамічної стійкості фронтальних навантажувачів, в тому числі МФН. До числа основних задач, що розв'язуються, належать: розробка та аналіз математичної моделі поворотів малогабаритного навантажувача, а також оцінка

© В. М. Краснокутський, О. І. Зінченко,
Л. В. Разарьонов, О. В. Ярижко 2019

відповідності запропонованої розрахункової моделі умовам повороту натурної машини.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науково-практичними задачами. Джерелом втомного руйнування елементів металокопструкцій робочого обладнання та ходових пристроїв є дія змінних у часі напружень [1, 2], що виникають у робочому процесі фронтального навантажувача під впливом різних навантажень.

Як показали попередні дослідження [3], найбільшій завантаженості фронтальний навантажувач піддається у процесі черпання матеріалу.

Напруження, що виникають під час черпання матеріалу ковшем фронтального навантажувача, залежать від глибини попереднього заглиблення ковша в штабель, характеру руху різальної кромки ковша, тобто від способу черпання матеріалу.

Застосування і реалізація у робочому процесі раціонального способу черпання, тобто здійснення черпання сипучих матеріалів ковшем навантажувача поєднаним способом, дозволяє істотно знизити всі складові опорів, що виникають при черпанні матеріалу, а, отже, значно зменшити амплітуду навантажень, що діють на робоче обладнання та базову машину у процесі роботи. Це дозволить збільшити кількість циклів навантаження і підвищити напрацювання на відмову елементів металокопструкцій робочого обладнання та ходових пристроїв, що призведе до підвищення надійності машини в цілому.

Дослідження кінематики повороту інтегрального трактора з керованими передніми та задніми колесами. Однією з основних характеристик механічного руху, у тому числі руху колісної машини, є траєкторія. Можна розглядати траєкторію руху однієї будь-якої точки (наприклад, центра мас машини) і рух або положення інших точок машини по відношенню до центру мас [4].

Сили, які формують траєкторію руху, доцільно приймати доданими там, де вони дійсно прикладені, або обмовляти і відповідним чином враховувати відступи.

Колісні машини практично весь час рухаються по криволінійних траєкторіях. Це пояснюється не тільки тим, що абсолютно прямолінійних ділянок доріг дуже мало, але, головне, тим, що машині доводиться повертати з однієї дороги або вулиці на іншу, об'їжджати що-небудь, уникати чого-небудь, нарешті, на машину майже завжди діють бічні сили, які змінюють або прагнуть змінити траєкторію руху, а водієві доводиться її коригувати.

Прийнято виділяти умовно прямолінійний рух по траєкторії з кривизною менше $0,001...0,002 \text{ м}^{-1}$ (радіусом кривизни більше 500...1000 м), а всі інші рухи відносити до криволінійних.

Траєкторія руху машини змінюється або за бажанням водія, або в результаті якихось зовнішніх впливів, або, нарешті, внаслідок зміни деяких параметрів самої машини у процесі руху.

Криволінійний рух часто називають поворотом, хоча зазвичай застосовують цей термін у тих

випадках, коли траєкторія руху змінюється за бажанням водія. Властивість машини здійснювати повороти з максимальною кривизною (мінімальним радіусом) на дорозі і місцевості називається повороткістю.

Чим більше кривизна можливої траєкторії, тобто чим менше радіус повороту машини, тим краще її повороткість. Таким чином, основним показником оцінки повороткості є радіус повороту машини. У машини є безліч радіусів повороту. За розрахунковий радіус повороту R_n будемо приймати відстань від миттєвого центру обертання (повороту) до поздовжньої осі машини. Проекція миттєвого центру на поздовжню вісь машини є полюсом повороту. Можна визначити будь-який інший радіус, зокрема, радіус повороту по передньому зовнішньому колесу, який зазвичай наводиться у технічних характеристиках. Оскільки траєкторію руху прийнято характеризувати траєкторією центру мас, радіусом кривизни траєкторії вважається відстань від миттєвого центру повороту до центру мас.

Ознакою криволінійного руху (повороту) є непаралельність переміщення у плані будь-яких двох точок машини. Це можливо, коли дві точки машини мають різні за величиною або напрямком швидкості руху.

Мінімальний радіус повороту служить показником оцінки статистичної повороткості машини. Цей показник найбільш важливий, але не дає вичерпної характеристики повороткості. У ряді випадків важливий не тільки сам факт повороту машини з певним радіусом, а й те, за який час і на який кут зможе повернутися машина або на скільки знизиться її швидкість у процесі повороту порівняно з прямолінійним рухом. Такі дані характеризують вже динамічну повороткість.

Процес повороту машини складається з трьох етапів: перехід від прямолінійного руху до криволінійного, коли кривизна траєкторії збільшується – вхід у поворот; рух з постійною кривизною – рівномірний поворот; повернення до прямолінійного руху – вихід з повороту. У окремому випадку другий етап може бути відсутнім.

На вдосконалених дорогах передбачаються ділянки для поступового переходу від прямолінійного руху до криволінійного з постійною кривизною.

Дослідження криволінійного руху машини ведуться у двох напрямках:

1) визначення та дослідження кінематичних параметрів: траєкторії, швидкості та прискорення руху машини;

2) визначення силових параметрів: крутних моментів, що виникають при повороті.

Кінематичні параметри дають велику, але неповну інформацію про поворот. Повна інформація про можливість руху із заданими кінематичними параметрами не може бути отримана без певних силових параметрів.

Розглянемо способи повороту та умови повороткості.

Колісні машини можуть здійснювати поворот трьома основними способами:

1) зміною кутів між площинами обертання коліс і поздовжньою віссю машини за рахунок повороту керованих коліс;

2) зміною цих же кутів за рахунок зміни положення однієї частини машини відносно іншої (зчленовані машини);

3) зміною величини швидкостей коліс різних сторін (лівої і правої). Так роблять поворот гусеничні машини. Цей спосіб називається бортовим поворотом.

Розглянемо, як здійснюється поворот за першим, найбільш поширеним у колісних машин способом. Для початку будемо вважати, що колеса жорсткі у бічному напрямку, машина рухається з постійною швидкістю, сила інерції відсутня.

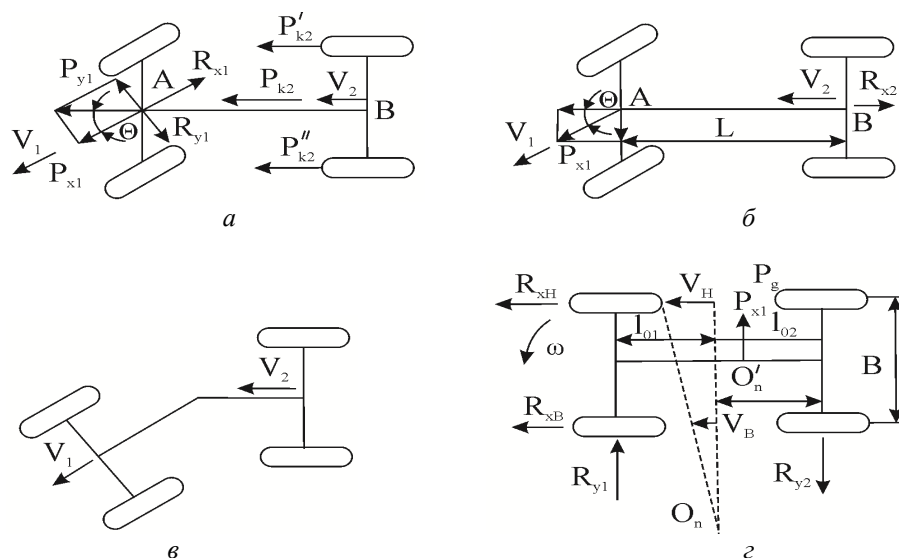


Рис. 1 – Схеми повороту:
а – задні колеса ведучі та некеровані; б – передні колеса ведучі та керовані; в – поворот зчленованих машин;
z – бортова схема повороту

Сили тяги задніх коліс змушують переміщатися ці колеса в тому напрямку, у якому вони діють, тобто в площині свого обертання по вектору швидкості \vec{v}_2 точки В середини заднього моста. Складова P_{x1} штовхаючої сили відносно точки В створює момент, який прагне повернути машину проти годинникової стрілки, тобто в тому ж напрямку, в якому повернені колеса. Цей момент назвемо моментом повертання. Друга складова P_{y1} штовхаючої сили створює щодо тієї ж точки В момент, спрямований у бік, протилежний повороту керованих коліс. Його можна назвати моментом опору повороту. При усталеному русі з умов рівноваги ці моменти дорівнюють один одному.

Для того, щоб передня вісь переміщалася в напрямку, паралельному площині обертання коліс, їй слід подолати реакцію, рівну силі опору коченню fR_{z1} передніх коліс, де R_{z1} – нормальна реакція, яка припадає на передню вісь. Але для того,

Припустимо, ведучими і некерованими колесами є задні колеса, керованими – передні ведені (рис. 1, а). Від ведучих коліс на корпус передаються штовхаючі зусилля P'_{k2} і P''_{k2} , які приводимо до рівнодіючої P_{k2} , що додається до корпусу у напрямку поздовжньої осі симетрії машини. Поки вважаємо, $P'_{k2} = P''_{k2}$. Відповідно, до середини переднього моста прикладена від корпусу та ж штовхаюча сила P_{k2} . Цю силу можна розкласти на дві складові: поздовжню, паралельну площині обертання коліс $P_x = P_{k2} \cos \theta$, і бічну, перпендикулярну до площини обертання коліс $P_{y1} = P_{k2} \sin \theta$.

щоб ця вісь могла переміщатися в напрямку складової P_{y1} , їй необхідно подолати силу опору коченню. У переважній більшості випадків коефіцієнт зчеплення істотно більше коефіцієнта опору коченню, а значить, при тій же нормальній реакції сила зчеплення $P_{\phi 1} = \phi R_{z1}$ більше сили опору коченню fR_{z1} . Таким чином, переміщенню в напрямку сили P_{x1} чинить опір сила реакції, істотно менша, ніж в напрямку дії сили P_{y1} . Крім того, при кутах θ повороту керованих коліс, менших 45° (як правило, керовані колеса повертають на кути до $15...20^\circ$, рідко до 30°), складова P_{x1} більше P_{y1} . Таким чином, вектор швидкості \vec{v}_1 середини передньої осі спрямований під кутом θ до поздовжньої осі і вектора \vec{v}_2 середини задньої осі, що і визначає криволінійний рух (поворот) машини.

З огляду на співвідношення між можливими

силами P_{x1} і P_{x2} , отримуємо, що умовою кочення ведених коліс в площині їх обертання при повороті є $\cos \theta > f / \varphi$.

Практично при будь-яких дорожніх умовах кочення в площині свого обертання може бути забезпечено при кутах повороту θ , що досягають 78...88°.

У разі, коли передні керовані колеса ведучі (рис. 1, б), момент повертання, створюється силою тяги передніх коліс, спрямованою у площині обертання цих коліс під кутом θ до поздовжньої осі. Складова $P_{k1} \cos \theta$ сили тяги буде штовхати вперед задню вісь, а складова $P_{k1} \sin \theta$ на плечі L створить момент, що повертає машину в сторону повороту керованих коліс. Відповідним чином визначаються напрями векторів швидкостей центрів мостів. Керовані колеса в цьому випадку можуть бути повернені практично на будь-який кут.

У деяких спеціальних машинах (наприклад, у багатовісних машинах для перевезення великогабаритних вантажів), а останнім часом навіть в окремих легкових машинах, застосовується система повороту, при якій всі колеса повертаються в одну сторону. Це забезпечує можливість як криволінійного руху, так і прямолінійного під будь-яким кутом до поздовжньої осі машини від 0° до 90°, що забезпечує високу маневреність таких машин.

За іншим способом здійснюється поворот зчленованих машин (рис 1, в). У даному випадку поворот відбувається як у машин з керованими колесами, так і з некерованими, але з тією різницею, що одні колеса по відношенню до інших змінюють площину свого обертання одночасно з поворотом однієї частини машини по відношенню до іншої.

При бортовому повороті (рис 1, г) механізми повороту забезпечують різні швидкості зовнішніх v_n і внутрішніх v_e коліс щодо поздовжньої осі симетрії машини. Різниця в цих швидкостях призводить до криволінійного руху, тобто повороту. Цікаво відзначити деякі окремі випадки, яких не буває при перших двох способах повороту. Так, якщо швидкість коліс одного боку машини дорівнює нулю, а швидкість коліс іншого боку відмінна від нуля, миттєвий центр повороту лежить в площині коліс, що не обертаються. Радіус повороту при цьому дорівнює половині колії машини. Якщо швидкості коліс лівого і правого боків однакові за абсолютною величиною, але протилежно спрямовані, то миттєвий центр повороту розташований в середині колії і бази, радіус повороту дорівнює нулю, тобто машина повертається на місці.

Таким чином, бортовим поворотом досягаються істотно менші радіуси повороту, що є його перевагою порівняно з двома першими способами.

Була розглянута лише якісна сторона повороту: яким чином може здійснювати поворот колісна машина. Для того, щоб визначити можливість повороту з заданим радіусом в певних умовах, необхідно врахувати вплив на машину багатьох чинників.

При повороті на машину діють бічні сили і

додаткові моменти, які збільшують поздовжні реакції, а також необхідний для руху крутний момент коліс. Тому, щоб машина повертала з заданим радіусом, потрібно забезпечити дві умови:

1) можливість створення достатньої сили тяги ведучих коліс, здатної подолати зростаючу порівняно з прямолінійним рухом силу опору руху;

2) відсутність ковзання (буксування) коліс не менше двох осей машини, з яких хоча б одна повинна бути віссю з керованими колесами.

Остання умова пояснюється тим, що положення машини на площині дороги визначається двома точками. Разом з тим, якщо колесо або вісь з двома колесами ковзає, то напрямок його переміщення, а значить, і положення у заданий момент часу, не може бути визначено однозначно. Ці дві умови зручніше виразити у безрозмірній формі.

Тоді першою умовою поворотності є:

$$f_{\text{дон}} \leq D - f, \quad (1)$$

де $f_{\text{дон}} = (\sum P_{\text{нов}} - \sum P_{\text{коі}}) / G_M$ ($\sum P_{\text{нов}}$ – сума всіх сил опору руху, що діють на всю машину при її повороті).

Таким чином, збільшення коефіцієнта опору коченню $f_{\text{дон}}$ за рахунок криволінійного руху не повинна перевищувати запас динамічного фактора над коефіцієнтом опору коченню прямолінійних коліс.

Введемо поняття коефіцієнта зчіпної сили осі

$$k_{\varphi 0} = \sqrt{R_{x0}^2 + R_{y0}^2} / (\varphi R_{z0}). \quad (2)$$

Згідно з другою умовою поворотності необхідно, щоб не менше ніж для двох осей, з яких хоча б одна керована, дотримувалася умова

$$k_{\varphi 0} \leq 0. \quad (3)$$

Тобто результуючі реакції в площині дороги у цих двох осей мають бути менше сил зчеплення коліс цих осей.

Бортовий поворот забезпечується моментом різниці поздовжніх сил зовнішніх і внутрішніх коліс. [7]. Для здійснення рівномірного швидкісного повороту цей момент повинен дорівнювати моменту опору повороту M_{nm} . Останній утворюється бічними реакціями, що діють на колеса осей в напрямках, протилежних їх переміщенню. Таким чином, умовами поворотності при цьому способі будуть також умова (1) і

$$(R_{x0} - R_{xn})B/2 \geq M_{nm} = \sum_{i=1}^n R_{yi}l_{oi}, \quad (4)$$

де M_{nm} – момент опору повороту машини;

R_{yi} – бічна реакція i -ої осі;

n – число осей машини;

l_{oi} – відстань від i -ої осі до полюса O_n пово-

роту машини;

B – колія машини.

Основний недолік бортового повороту – істотно велике ковзання коліс по опорній поверхні, тому потрібні великі поздовжні реакції коліс різних бортів. Імовірність того, що ці реакції ($R_{xв}$ і R_{xn}) не будуть досягнуті або за умовами зчеплення або по достатності сил тяги, мала.

Кінематика повороту машини. Отже, при криволінійному русі завжди є бічна сила, бічна деформація або прослизання елементів шини по опо-

рній поверхні, які залежать від великої кількості факторів.

Однак, розглянемо, в яких співвідношеннях повинні бути кути повороту різних коліс в припущенні, що колеса жорсткі в бічному напрямку, тобто відсутнє відведення і колеса котяться в площині свого обертання.

Схема повороту колісної машини з передніми та задніми керованими мостами показана на рис. 2.

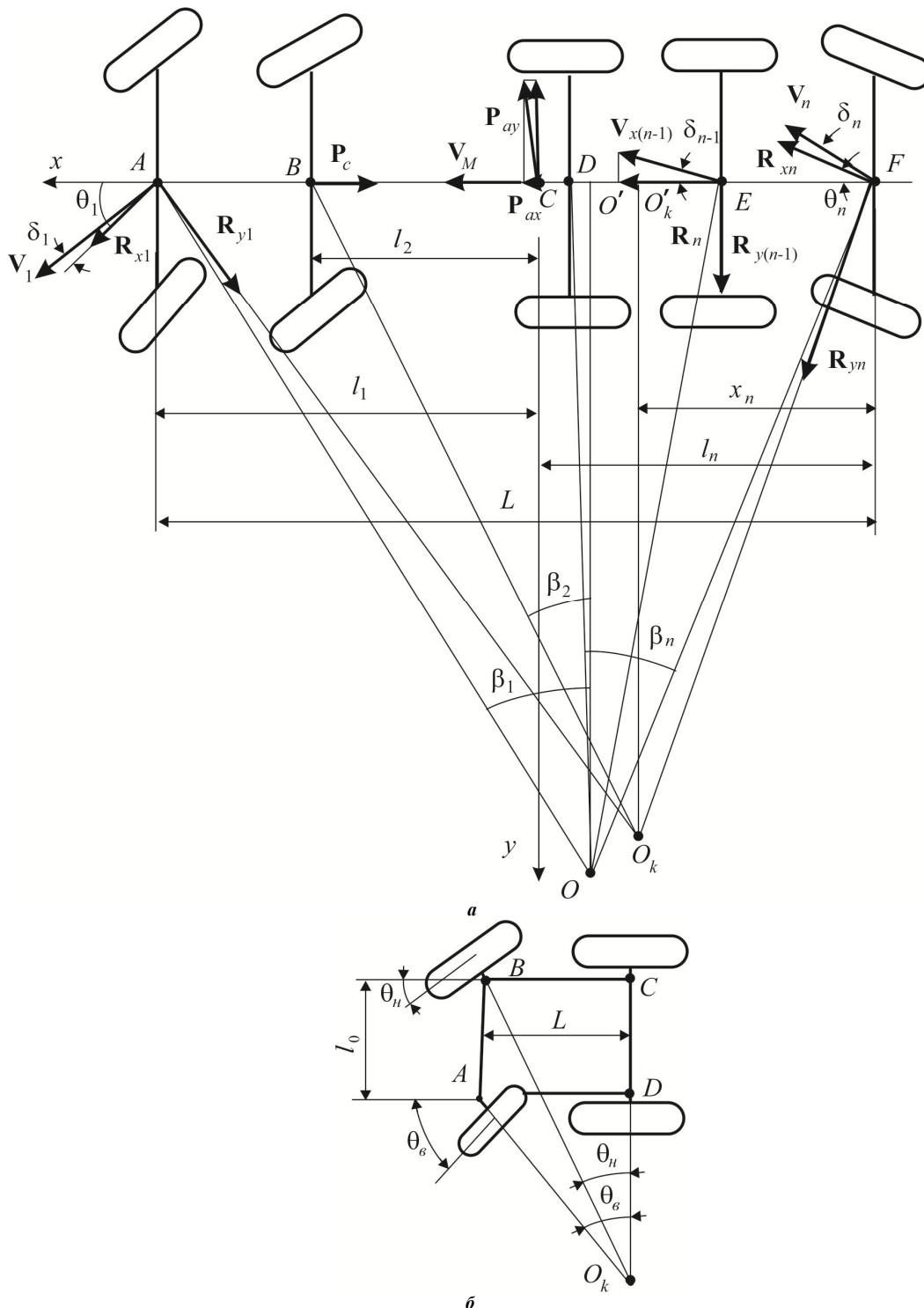


Рисунок 2 – Схема повороту колісної машини:

a – з передніми та задніми керованими мостами; b – з передніми керованими мостами

Для того, щоб жорсткі в бічному напрямку колеса котилися без бокового ковзання, кожне з них треба повернути на такий кут, при якому перпендикулярні до площин обертання коліс перетнуться в одній точці. Ця точка (O_k) називається кінематичним центром, а проекція її (O_k) на поздовжню вісь – полюсом рульового управління.

У найпростішому випадку, коли у двовісній машини керованими є колеса тільки однієї осі (зазвичай передньої), отримуємо

$$\begin{aligned} CO_k / BC &= ctg\theta_n; \\ DO_k / AD &= ctg\theta_e. \end{aligned}$$

Віднімаючи з першої рівності другу і маючи на увазі, що $AD = BC$, отримуємо:

$$ctg\theta_n - ctg\theta_e = l_o / L, \quad (5)$$

де l_o – відстань між осями шкворнів поворотних цапф.

Максимальні кути повороту керованих коліс зазвичай не перевищують $20...30^\circ$, а середні їх значення в експлуатації, як правило, не перевищують $\pm 5...10^\circ$. При наявних реальних співвідношеннях l_o / L різниця кутів повороту внутрішніх і зовнішніх керованих коліс у середньому становить частки градуса, тому в більшості випадків з достатньою для практики точністю можна вести розрахунки, приймаючи середній кут повороту коліс $\theta = (\theta_n + \theta_e) / 2$ і розглядати так звану велосипедну схему повороту, в якій два колеса однієї осі як би об'єднуються в одне. Перевага цієї схеми – скорочення приблизно в 2 рази кількості рівнянь, що описують рух машини. Однак для більш точних розрахунків слід застосовувати повну схему з урахуванням реакцій і кутів кожного з коліс окремо. ЕОМ дозволяє порівняно легко розв'язувати таку задачу.

Радіус повороту, званий кінематичним радіусом, визначається як $R_k = L / tg\theta$.

Якщо керованими є колеса і передньої, і задньої осей, то для того, щоб вони рухалися по одній колії (рис. 3) (з метою зменшення опору на основі, що деформується у ґрунті) і радіус повороту був би найменшим, доцільно, щоб кути повороту передніх і задніх коліс були однаковими. Тоді

$$R_k = L / 2tg\theta \quad ctg\theta_n - ctg\theta_e = 2l_o / L. \quad (6)$$

Траєкторію криволінійного руху колісної машини визначають величина і напрямок швидкості, а оскільки напрямок швидкості коліс залежить від діючих на колеса сил, кінематика повороту колісної машини без урахування сил не може бути визначена.

Слід звернути увагу на визначення знака кутів повороту і відведення коліс. Оскільки кожне колесо може повертати в різні боки, причому можливий поворот не тільки передніх коліс в одну сторону, а

задніх – в іншу, а й поворот всіх коліс в одну сторону, потрібно чітко встановити "правило знаків" для розрахункової схеми. Можна вибирати будь-яке правило, але строго його дотримуватися. Практика показує, що найбільш зручними для використання є такі правила.

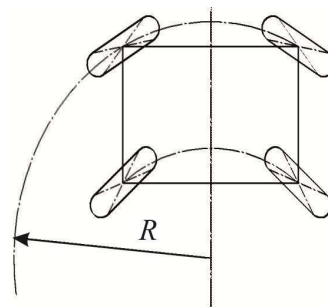


Рисунок 3 – Схема повороту інтегрального трактору

Для коліс, розташованих попереду полюса рульового управління, за додатний напрямку кутів θ приймаємо будь-який напрямку цих кутів передньої осі. Для коліс, розташованих ззаду, за додатний напрямку приймаємо напрямку, протилежний напрямку коліс передньої осі. Кути відведення δ додатні, якщо спрямовані у бік дії бічної складової сили інерції, тобто від центру повороту.

При русі по траєкторії з великою кривизною і відповідно з великими кутами повороту керованих коліс, але малою швидкістю, кути бічного відведення, в усякому разі у керованих коліс, істотно менше кутів повороту цих коліс. Звідси випливає, що машина з керованими колесами першої та останньої осей може рухатися з приблизно в 2 рази меншим радіусом повороту, ніж за наявності керованих коліс тільки на одній осі. Введення керованих коліс на проміжних осях не зменшує радіус повороту (не збільшує кривизну траєкторії). Разом з тим, збільшення числа керованих коліс призводить до зменшення ковзання коліс, загального опору руху, а значить, збільшує поворотність машини.

У зв'язку з тим, що при постійних кутах повороту (у тому числі і при нульових із бортовим поворотом) може змінюватися кривизна траєкторії, введено поняття поворотності. Поворотність (статична) є властивістю машини змінювати кривизну траєкторії руху під дією бічної складової сили інерції, аеродинамічної сили або будь-якого іншого збудження, включаючи зміни характеристик шин і підвіски, але при незмінному повороті керованих коліс або, як прийнято говорити, при закріпленому рульовому управлінні.

Залежно від того, як змінюється кривизна траєкторії машини внаслідок бічного відведення коліс, розрізняють три види поворотності (рис. 4):

1) Якщо при наявності відведення кривизна траєкторії машини залишається такою ж, як без бічного відведення, то машина має нейтральну поворотність.

Це можливо тоді, коли кути бічного відведення коліс першої осі (δ_1) дорівнюють кутам бічного відведення коліс останньої осі (δ_n).

У якості найпростішого, але не зовсім точного прикладу, можна вважати, що тоді при зміні швидкості і, відповідно, зміні сили інерції та її складових, що діють на першу і останню осі, кривизна траєкторії не змінюватиметься. Так буде, якщо при цьому не враховувати деякі додаткові фактори.

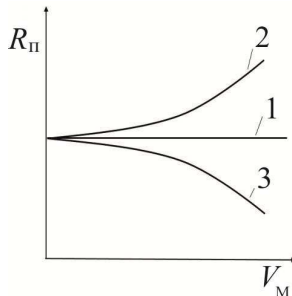


Рисунок 4 – Залежність радіуса повороту від швидкості

2) Якщо за наявності відведення кривизна ($K = \frac{1}{R_n}$) траєкторії руху зменшується (радіус повороту збільшується) і стає меншою, ніж у тієї ж машини в тих же умовах, але без бічного відведення, то має місце недостатня повороткість. При цьо-

му кут відведення передньої осі повинен бути більше кута відведення задньої осі ($\delta_1 > \delta_n$).

При збільшенні швидкості машини і, відповідно, збільшенні сили інерції та її складових кривизна траєкторії буде зменшуватися. Разом з цим буде зменшуватися і сила інерції.

3) Якщо за наявності відведення кривизна траєкторії руху машини стає більше, ніж у тієї ж машини, але з жорсткими колесами (радіус повороту менше), то машина має надлишкову повороткість. Так буде, якщо $\delta_1 < \delta_n$. В цьому випадку зі збільшенням швидкості кривизна траєкторії руху при тих же кутах повороту керованих коліс збільшується, а сила інерції ще більше зростає.

Були проведені експериментальні дослідження на полігоні ХНАДУ, де досліджувалися за допомогою вимірального комплексу сили, які діють на колісний трактор з двома ведучими мостами при агрегуванні з навантажувачем. Дослідження проводилися в твердому штучному покритті та піщаній і ґрунтовій дорозі з повним навантаженням ковша. При цьому стріла навантажувача знаходилась в двох розрахункових положеннях. Схема сил наведена на рис. 5.

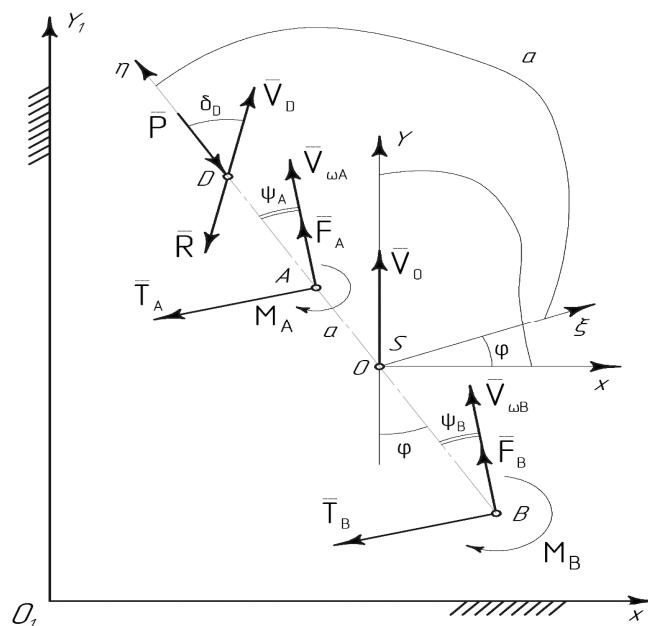


Рисунок 5 – Сили, які діють на колісний трактор з двома ведучими мостами при агрегуванні з навантажувачем

Розв'язання задач. У процесі моделювання динамічних процесів, що відбуваються з МФН, була обрана одномасова нелінійна модель з п'ятьма ступенями свободи. При цьому було прийнято, що у межах одного періоду основної форми коливань навантажувач рухається прямолінійно, процес повороту виконується послідовним з'єднанням лінійно-ламаних відрізків, що утворюють спіраль. У зв'язку з цим у математичному описі розрахункової схеми виключені кутові коливання навантажувача у горизонтальній площині, а сили руху та опору повороту, спрямовані вздовж осі OY , прийняті

рівними один одному.

На підставі рівнянь Лагранжа другого роду були складені аналітичні залежності руху машини [11]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= T_\phi - 4C_\tau(x - \alpha h) - 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\alpha}h) - f(R_2 + R_4) - \\ &\quad - \mu_2 R_2 - \mu_4 R_4 + \frac{mj}{2}; \\ m\ddot{y} &= -4C_\lambda(y - \gamma h) - 4\lambda_\lambda(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - \\ &\quad - f(R_2 + R_4) + \frac{m(\dot{x} - \dot{\alpha}h)^2}{2}; \end{aligned}$$

$$m\ddot{z} = -2C_p(\alpha a + z) - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z}) + 2C_p(ab - z) + 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z});$$

$$J_\gamma \ddot{\gamma} = 4C_\lambda h(y - \gamma h) + 4\lambda_\lambda h(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - C_p \gamma B^2 - \lambda_p \dot{\gamma} B^2 + \frac{m(V_0 - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^2 \cdot h}{\rho};$$

$$J_\alpha \ddot{\alpha} = T\varphi \cdot (-h) = 4C_\tau(x - \alpha h)h + 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\alpha}h)h - 2C_p(\alpha a + z)a - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z})a - 2C_p(\alpha b - z)b - 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z})b - f(R_2 + R_4)\frac{B}{2} + \mu_2 \cdot h \cdot \rho_2 + \mu_4 \cdot h \cdot \rho_4 - \frac{mj \cdot h}{2},$$

де J_α і J_γ – моменти інерції навантажувача щодо поперечної горизонтальної та поздовжньої горизонтальної осей;

j – прискорення гальмування;

V_0 – початкова швидкість при вході у поворот;

μ_2, μ_4 – коефіцієнти опору повороту;

h – висота центру мас.

Складові тягових зусиль на ходових колесах визначаються проекціями загального тягового зусилля на вісь OX і пов'язані зі змінними у часі величинами опорних реакцій на кожному колесі наступним чином [9, 11]:

$$T_{cp} = (\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4)[1 - 0,217 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\alpha}h)) + 0,066 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^3],$$

де φ_2, φ_4 – граничні коефіцієнти зчеплення коліс з опорною поверхнею забігаючого борту;

\dot{x} і $\dot{\alpha}h$ – поточне значення швидкостей центру мас, спрямованих уздовж осі OX при його кутових зсувах щодо координати α ;

R_2, R_4 – реакції опорних коліс забігаючого борту.

Величини R_2, R_4 визначаються з рівнянь [11]

$$R_4 = R_{4cm} + C_p \left(z - \alpha b + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} - \dot{\alpha}b + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right),$$

$$R_2 = R_{2cm} + C_p \left(z + \alpha a + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} + \dot{\alpha}a + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right),$$

де R_{2cm}, R_{4cm} – статичні навантаження, відповідно, на переднє та заднє колеса забігаючого борту;

C_p, λ_p – відповідно, радіальна жорсткість та коефіцієнт в'язкого опору шини;

z, \dot{z} – відповідно, переміщення та швидкість переміщення центру мас;

$\gamma \frac{B}{2}, \dot{\gamma} \frac{B}{2}$ – поточні значення, відповідно, пере-

рміщення та швидкості кутових переміщень щодо осі y .

При розв'язанні математичної моделі були введені такі обмеження за відривом від опорної поверхні та ковзанням ходових коліс [11]:

$$R_{ni} = \begin{cases} R_{ni}, & \text{при } R_{ni} > 0; \\ 0, & \text{при } R_{ni} \leq 0; \end{cases}$$

$$T(\dot{x}) = \begin{cases} T(\dot{x}), & \text{при } T(\dot{x})\varphi \leq (R_2 + R_4)\varphi \\ 4C_\tau(x - \alpha h), & \text{при } T(\dot{x})\varphi > (R_2 + R_4)\varphi \end{cases};$$

$$C_\tau = \begin{cases} 4C_\tau, & \text{при } R_2 > 0 \text{ и } R_4 > 0 \\ 2C_\tau, & \text{при } R_2 \leq 0 \text{ и } R_4 \leq 0 \end{cases}$$

При розв'язанні диференціальних рівнянь використовувався програмний пакет MATLAB, що містить у своєму складі інструмент візуального моделювання SIMULINK. Як шукані показники були прийняті вертикальні деформації і опорні реакції на ходових колесах, тягове зусилля на колесах забігаючого борту і кутова швидкість.

У процесі моделювання варіювалися наступні основні фактори: маса вантажу, що піднімається, а разом із ним і положення центру мас всієї машини, висота ковша над опорною поверхнею, початкова швидкість навантажувача.

Для розв'язання складеної математичної моделі використовувався чисельний метод Рунге–Кутта 4-го порядку.

Як показало зіставлення розрахункових та експериментальних осцилограм (рис. 6), за основною формою коливань (рис. 6, б) і характером зміни тягового зусилля вони практично збігаються (розбіжність за періодом основної форми коливань навантажувача становить 11%). Однак досвід експлуатації навантажувачів вказує на наявність високочастотних складових коливань з малою амплітудою, які викликані переміщеннями окремих мас навантажувача щодо остова і коливаннями тягового гідроприводу, що не враховує запропонована розрахункова схема та її математичний опис. Але, з точки зору стійкості навантажувача, малі амплітуди високочастотних коливань не відіграють істотної ролі.

При розвороті навантажувача у результаті ковзання ходових коліс по опорній поверхні коливальний процес є незгасаючим та близьким за характером до автоколивань. При цьому спостерігається відрив ходових коліс від опорної поверхні (див. рис. 5). Зі збільшенням вильоту та висоти підйому вантажу інтенсивність коливань зростає, і за певних обставин можлива втрата стійкості машини.

Заміри крутного моменту на передніх та задніх півосях дозволили встановити характер розподілу тягового зусилля між передніми та задніми ходовими колесами забігаючого борту і виявити найбільш навантажене колесо, а також непрямым

чином встановити величини опорних реакцій. Падіння у процесі коливань тягового зусилля на одному ходовому колесі до нуля свідчить про його відрив від опорної поверхні.

Критерієм стійкості навантажувача при виконанні повороту пропонується взяти кут α , який визначається залежністю [9]

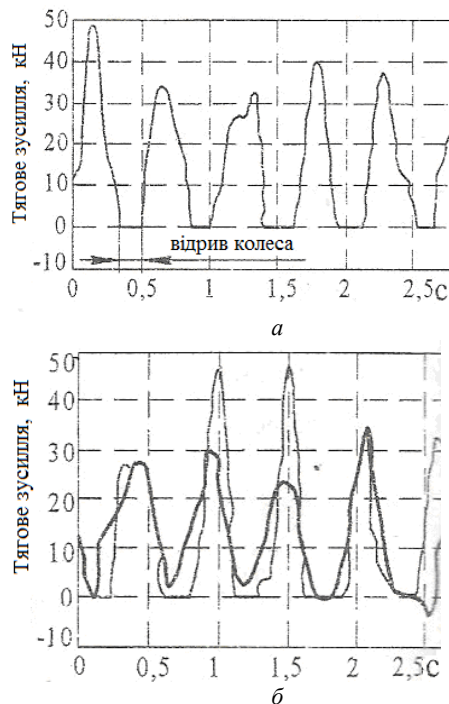


Рисунок 6 – Графіки тягового зусилля на МФН:
а – розрахунковий; б – експериментальний

$$\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \alpha\right) \rightarrow 0.$$

Коли центр мас навантажувача, відхиляючись вперед, поєднується з вертикаллю, що проходить через вісь ходових коліс, настає нестійка рівновага машини. Цьому відповідає граничний кут відхилення центру мас $[\alpha]$ вперед [9]:

$$\frac{\pi}{2} - \beta = [\alpha],$$

де α – кут відхилення центру мас у вертикальній площині від статичного положення;

β – кут відхилення від горизонталі центру мас навантажувача у статичному положенні.

І, нарешті, якщо кут відхилення центру мас α вперед перевищує допустиме значення $[\alpha]$, то неминуче перекидання машини. Величина кута β [7] – змінна і залежить від вильоту стріли, маси вантажу та висоти розташування ковша над опорною поверхнею. Кут α відхилення центру мас вперед у першому наближенні може бути визначений з умови:

$$\alpha = \omega_{cp} \frac{\pi}{2},$$

де ω_{cp} – середня кутова швидкість руху центру мас навантажувача щодо опорної точки за координатою α .

За умови, що $\omega_{cp} = \omega_{max}$ і $\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{cm}}$, при-

йнявши орієнтовно головну форму коливань у вигляді синусоїди, можна записати для півперіоду [11]:

$$\omega_{cp} = 0,64 \frac{v_0}{h_{cm}}$$

і тоді

$$\varphi = 0,64 \frac{v_0 \tau}{h_{cm}^2}, \quad (15)$$

де τ – період основної форми коливань навантажувача;

v_0 – початкова швидкість навантажувача;

h_{cm} – висота центру ваги навантажувача над опорною поверхнею.

Таким чином, при заданій висоті розташування найбільшого вантажу на підставі (14) навантажувач стійкий, якщо $\alpha < [\alpha]$ та знаходиться у межах $0 < \alpha < 17^\circ$, і перекидається, якщо $\alpha \geq [\alpha]$, де $[\alpha]$ – допустимий кут відхилення від статичного положення машини.

Також існує необхідність у вивченні впливу навантажень, які виникають у процесі черпання матеріалу, на втомну довговічність стріли фронтального навантажувача з метою виявлення раціонального способу черпання матеріалу.

Як приклад, розглянемо вплив навантажень, що виникають у процесі черпання матеріалу, на втомну довговічність стріли фронтального навантажувача [1].

Після попереднього заглиблення ковша навантажувача на задану глибину гідроциліндрам підйому стріли і повороту ковша необхідно подолати опір зрушенню матеріалу по лобовій поверхні, зрушенню матеріалу по бокових поверхнях, а також ваги матеріалу у призмі зсуву [9, 10].

Найбільш небезпечним перетином стріли фронтального навантажувача є місце кріплення гідроциліндра підйому стріли. Небезпечний перетин стріли є прямокутником зі сторонами $b = 50$ мм, $h = 220$ мм. Визначимо геометричні характеристики небезпечного перерізу [11]: площа поперечного перерізу $F = b \cdot h = 110 \text{ см}^2$, момент інерції відносно осі x $J_x = \frac{bh^3}{12} = 4437 \text{ см}^4$, мо-

мент опору відносно осі $x - W_x = \frac{bh^2}{6} = 403 \text{ см}^3$.

Стріла навантажувача виготовлена зі сталі марки Ст. 3, що має такі характеристики [12]: межа текучості $\sigma_m = 240 \text{ МПа}$; межа міцності $\sigma_e = 470 \text{ МПа}$; межа витривалості $\sigma_g = 170 \text{ МПа}$; відносне подовження $\psi = 26\%$.

Навантаження, яке сприймає стріла при повороті ковша в штабелі матеріалу, буде складатися з ваги ковша G_K і ваги матеріалу в призмі зсуву G_m .

Для фронтального навантажувача CATERPILLAR 950G $G_K = 0,9 \text{ т}$, $G_{m1} = 3,8 \text{ т}$, $G_{m2} = 2,75 \text{ т}$ (згідно з даними, отриманими в результаті проведення експерименту) [10]. Тоді $P_1 = G_{m1} + G_K = 4,7 \text{ т}$; $P_1 = 46,1 \text{ кН}$; $P_2 = G_{m2} + G_K = 3,65 \text{ т}$; $P_2 = 35,8 \text{ кН}$.

Величина максимального згинного моменту в небезпечному перерізі від дії навантажень P_1 та P_2 відповідно

$$M_{\max 1} = P_1 a = 96,8 \text{ кНм};$$

$$M_{\max 2} = P_2 a = 75,18 \text{ кНм. Максимальне напружен-$$

ня в небезпечному перерізі $\sigma_{\max 1} = \frac{M_{\max 1}}{W_x} =$

$$= 240,2 \text{ МПа}; \sigma_{\max 2} = \frac{M_{\max 2}}{W_x} = 186,5 \text{ МПа.}$$

Таким чином, і в першому, і в другому випадку, максимальні напруження, що виникають у стрілі, перевищують допустиму межу витривалості. Отже, має місце накопичення втомних пошкоджень.

Визначимо допустиму кількість циклів навантажень робочого обладнання навантаженнями P_1 і P_2 .

Рівняння кривої втоми має вигляд [13]:

$$\sigma_a^m \cdot N_k = (1,75 \cdot \sigma_a)^m,$$

де m – показник ступеня, $m = 8,3$, [13];

N_k – число руйнівних циклів;

σ_a – максимальні напруження.

$$\text{Тоді } N_{k1} = 27,5 \cdot 10^3.$$

Як впливає з наведеного розрахунку, число циклів до утворення втомної тріщини при використанні у робочому процесі фронтального навантажувача раціонального сумісного способу черпання, збільшується порівняно зі звичайним способом у 8 разів.

Висновки.

1. Застосування і реалізація у робочому процесі раціонального способу черпання дає можливість підвищити напрацювання на відмову елементів металоконструкцій робочого обладнання та ходо-

вих пристроїв, що веде до підвищення надійності машини в цілому.

2. На основі розв'язання рівнянь руху навантажувача отримані значення коливань та переміщень навантажувача з бортовою системою повороту за п'ятьма координатами [14].

3. При повороті МФН процес його руху носить складний коливальний характер та супроводжується періодичним відривом коліс від опорної поверхні. Порівняння теоретичних та експериментальних даних склало 11% розбіжності результатів.

4. Як критерій стійкості навантажувача при розвороті запропоновано вважати кут відхилення його центра мас від статичного положення. При максимальному вильоті ковша з повним вантажем його величина не повинна перевищувати 17° від статичного положення [15].

5. З метою запобігання мимовільного надмірного розгойдування навантажувача доцільно передбачити блокування важелів системою керування тяговими насосами, яка спрацьовує при досягненні амплітуд коливання кістяка машини до значення допустимого кута перекидання -17° .

Список літератури

1. Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В., Назаров Л. В., Скоблук М. П., Нікітін В. Г. *Машини для земляних робіт: Навчальний посібник. Під загальною редакцією проф. Хмари Л. А. та проф. Кравця С. В.* Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010, 557 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. *Расчет на прочность деталей машин.* М.: Машиностроение, 1993. 436 с.
3. Косолапов В.Б., Краснокутський В. М. *Експлуатація будівельних і дорожніх машин: Навчальний посібник.* Харків: ХНАДУ. 2014. 295 с.
4. *Проектирование машин для земляных работ*, под редакцией А.М. Холодова. Харьков, Вища школа, 1986, 272 с.
5. Азюков Н.АП., Алексеев В.Г. Повышение надежности металлоконструкций фронтального погрузчика путем снижения загрузок на рабочее оборудование. *Машины и процессы в строительстве: Сб. научн. тр. №3* Омск, 2000. с. 128–130.
6. *Справочник по сопротивлению материалов.* Под. Ред. Писаренко Г.С. 2–е изд., перераб. и доп. Киев:Наук. Думка. 1998. 736 с.
7. Назаров Л.В., Разаренов Л.В. Повышение динамической устойчивости малогабаритного погрузчика при выполнении поворота. *Труды международной научно-технической конференции «Интерстроймех–2010».* Белгород: БГТУ. 5–7 октября 2010. С. 65–69.
8. *Акт виробничого експерименту фронтального навантажувача CATERPILLAR 950G на СУ–813* вид 7.11. Харків. 2011.
9. Назаров Л. В., Разаренов Л.В., Рукавишников Ю.В. Усовершенствование методики расчета параметров поворота малогабаритного погрузчика. *Сб. научн. тр. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование.* 2010, вып. 57. Днепропетровск: ПГАСА. с. 202–208
10. Краснокутський В.М., Оболенський О.С. Вивчення навантажень, що виникають у процесі черпання матеріалу, на втомну довговічність стріли фронтального навантажувача. *Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво).* Вип. 1(31). Полтава:ПолтНТУ, 2012 с.86–89.
11. Назаров Л.В., Разаренов Л.В. Динамическая устойчивость короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота. *Наук. Вісн. Буд. Зб. Наук. Пр.* Харків: ХДТУБА. 2009, вип. 55. С. 217–224.
12. *ГОСТ 16391–80 Погрузчики строительные одноковшовые фронтальные колесные. Правила приемки и методы испытаний.* М., 1980. 120 с.

13. Кириченко І. Г., Назаров Л.В. *Наукові основи створення високоефективних землерійних машин*. Харків: ХНАДУ. 2003, 588с.
14. Разаренов Л. В. Оценка квазистатической устойчивости малогабаритного погрузчика типа ПМТС–1200. *Вестник национального автомобильно-дорожного университета*. 2014, вып. 65–66. С. 107–112.
15. Разаренов Л. В. Математическое моделирование устойчивости малогабаритного погрузчика с гидростатической трансмиссией при переезде единичной неровности. *Вестник национального автомобильно-дорожного университета*. 2015, вып. 68. С. 74–78.
16. Krasnokuts'kyj V.M., Obolens'kyj O.S. Vy'vchennya navantazhen' , shho vy'ny'kayut' u procesi cherpannya materialu, na vtomnu dovgovichnist' strily' frontal'nogo navantazhuvacha [Study of the loads arising in the process of drawing the material on the fatigue durability of the arrows of the front loader]. *Zb. nauk. prac' (galuzeve mashynobuduvannya, budivny'ctvo)*. Poltava: PoltNTU, 2012, vyp. 1(31), pp. 86–89.
17. Nazarov L.V., Razarenov L.V. Dinamicheskaja ustojchivost' korotkobazovogo pogruzchika s bortovoj sistemoy povorota [Dynamic stability of a short-base loader with an onboard steering system]. *Nauk. Visn. Bud. Zb. Nauk. Pr.*. Harkiv: HDTUBA. 2009, vip. 55. S. 217–224.
18. GOST 16391–80 Pogruzchiki stroitel'nye odnokovshovye frontal'nye kolesnye. Pravila priemki i metody ispytaniy [1. GOST 16391–80 Construction loaders single-bucket frontal wheel. Acceptance Rules and Test Methods]. Moscow, 1980. 120 p.
19. Ky'ry'chenko I. G., Nazarov L.V. *Naukovi osnovy stvorenniya vy'sokoeffektyvny'x zemlerijny'x mashyn* [Scientific fundamentals of creation of high-performance earthmoving machines]. Har'kov: XNADU. 2003, 588 p.
20. Razarenov L. V. Ocenka kvazistaticheskoy ustojchivosti malogabaritnogo pogruzchika tipa PMTS–1200 [Assessment of the quasistatic stability of the PMTS – 1200 compact loader]. *Vestnik nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*. 2014, vyp. 65–66, pp. 107–112.
21. Razarenov L. V. Matematicheskoe modelirovanie ustojchivosti malogabaritnogo pogruzchika s gidrostaticheskoy transmissiej pri pereezde edinichnoj nerovnosti [Mathematical modeling of the stability of a small-sized loader with a hydrostatic transmission when moving a single unevenness]. *Vestnik nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*. 2015, vyp. 68, pp. 74–78.

Надійшла (received) 28.05.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymir Mykolayovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; e-mail: hvukvn@ukr.net

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena Ivanivna) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Разарьонов Леонід Володимирович (Разаренок Леонид Владимирович, Razarenov Leonid Vladimirovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: Lrazarenov@gmail.com

Яришко Олександр Володимирович (Ярышко Александр Владимирович, Yaryzhko Alexander Vladimirovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6398-8472>; e-mail: yaryzko@gmail.com