

или добытые из альтернативных источников. К этим топливам относятся газы: коксовый, шахтный, доменный, канализационный, биогаз, сланцевые газы и другие. Среди газовых топлив из альтернативных источников добычи будут наиболее распространены моторные топлива, содержащие следующие горючие компоненты: метан, монооксид углерода. От массовых долей этих горючих компонентов зависит энергетическая ценность этих топлив.

Выполненный анализ литературных источников показал необходимость дополнительных исследований при применении газовых топлив из альтернативных источников, которые позволят создать универсальную систему автоматического регулирования и управления газовым двигателем для обеспечения энергетических и экологических показателей без существенного изменения базовой конструкции.

Цель работы – влияние регулировочных параметров на энергетические и экологические показатели работы газового двигателя с искровой системой зажигания, при использовании газовых топлив с различным процентным содержанием метана.

Объект исследования – система питания газовым топливом и усовершенствованная система зажигания, учитывающие возможность применения альтернативных газовых топлив.

Для выполнения поставленной цели на первом этапе исследований была разработана принципиальная схема, по которой была создана экспериментальная электрическая генераторная установка на базе бензинового двигателя с искровым зажиганием 6Ч10 / 8,8 и электрического генератора переменного тока ДГФ82-4Б. Базовый двигатель был конвертирован в газовый. Степень сжатия $\epsilon = 8,5$. Разработана система питания газовым топливом и усовершенствована система зажигания, учитывающие возможность применения альтернативных газовых топлив. Подготовлено оборудование для исследования установившихся и переходных процессов, индицирования рабочего процесса газового двигателя.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ, ИСКРОВОЕ ЗАЖИГАНИЕ, АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА, ИНДИЦИРОВАНИЕ.

УДК 629.113

ДО ПИТАННЯ УПРАВЛІННЯ АВТОПОЇЗДОМ-КОНТЕЙНЕРОВОЗОМ ШЛЯХОМ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІС ОДНОГО БОРТУ НАПІВПРИЧЕПА

Марчук Р.М.

Постановка проблеми. Контейнерні перевезення – одні із найбільш зручних і економічних видів доставки вантажів. Вантажні автомобільні перевезення виконуються як за локальної, так і міжнародної організації перевезень. Зважаючи на те, що вантажні перевезення контейнерів вирізняються високим рівнем безпеки і простотою митного оформлення, вони широко розповсюджені у всьому світі і об'єми їх перевезень зростають із року в рік [1].

Сучасний стан розвитку рухомого складу автомобільного транспорту для перевезень контейнерів характеризується різноманіттям типів і видів автомобілів, причепів і напівпричепів. Для дво- і тривісних напівпричепів і причепів-контейнеровозів, шляхом тривалого добору, встановлені значення параметрів, що забезпечують задані показники техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, зокрема вантажопідйомності, яка тісно пов'язана з типом контейнерів, що перевозяться. Однак, при цьому залишається відкритим питання оптимальності конструкції, що направлена на перевезення тільки одного типу контейнера. Більш раціональними є універсальні причепа і напівпричепа, здатні перевозити всю можливу гаму контейнерів. Так, фірма Fliegl випускає широку гаму контейнеровозів, серед яких є універсальні для транспортування всіх типів контейнерів, в тому числі і цистерн-контейнерів, розміри яких сягають від 20 до 45 футів і контейнерів типу HQ [2].

Для універсальних контейнеровозів при перевезеннях 45-футових контейнерів необхідно подовжувати автопоїзд, а це погіршує вписуваність його в поворот. Збільшення габаритної смуги руху (ГСР) створює небезпеку для зустрічного транспорту, ускладнює проїзд в міських умовах і в підсумку – знижує середньотехнічну швидкість руху всього транспортного потоку. Поліпшення вписуваності автопоїзда в поворот можливе за рахунок самовстановлюваних або керованих осей (колес) причепів і напівпричепів [3].

Відомо, що в керованих автопоїздах поворот коліс залежить від кута складання автопоїзда і швидкості руху: при маневруванні з малою швидкістю, коли відведенням коліс автопоїзда можна знехтувати, колеса напівпричепа повертаються в бік, протилежний повороту коліс автомобіля-тягача, причому кут їхнього повороту тим більший, чим менша швидкість руху. З підвищенням швидкості руху – кут повороту керованих коліс напівпричепа зменшується і при досягненні певної швидкості взагалі стає рівним нулю. Проте сказати заздалегідь, як поворот коліс напівпричепа вплине на керованість і стійкість автопоїзда при русі з великою швидкістю, коли кути відведення осей мають істотне значення, не виконавши відповідних досліджень, неможливо.

Проведеними до теперішнього часу дослідженнями встановлено, що експлуатація сидельних автопоїздів в граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) вимагатиме конструктивних змін ланок автопоїзда-контейнеровоза. Ефективність використання сидельних автопоїздів при транспортуванні всієї гама контейнерів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв'язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівпричепів самовстановлюваними або керованими колесами. Вибір типу приводу управління для універсального напівпричепа-контейнеровоза є основною задачею маневреності і стійкості руху сидельного автопоїзда.

Метою роботи є поліпшення маневреності автопоїзда-контейнеровоза шляхом гальмування коліс одного борту напівпричепа.

Основна частина. У роботі [1] розроблена методика визначення показників маневреності автопоїзда при гальмуванні коліс одного борту напівпричепа, рис. 1. З наведеного рис.1 можна зробити висновок, що збільшення гальмівного моменту на колесах одного борту возика на вході в поворот збільшує його радіус повороту до початку ковзання коліс, а потім залишається незмінним. Тому доцільним є визначення мінімально допустимого значення гальмівного моменту, за якого автопоїзд буде вписуватися у нормовану смугу руху. Для цього необхідно виконання умови, щоб дійсний радіус повороту R_n був більшим допустимого мінімального радіусу повороту $[R_{n.min}]$, тобто $R_n \geq [R_{n.min}]$, що складає $R_n \geq 8,21m$. Цьому радіусу відповідає гальмівний момент M_T в межах до 10 кНм для напівпричепа повної маси, що може бути забезпечено шляхом гальмування коліс однієї осі.

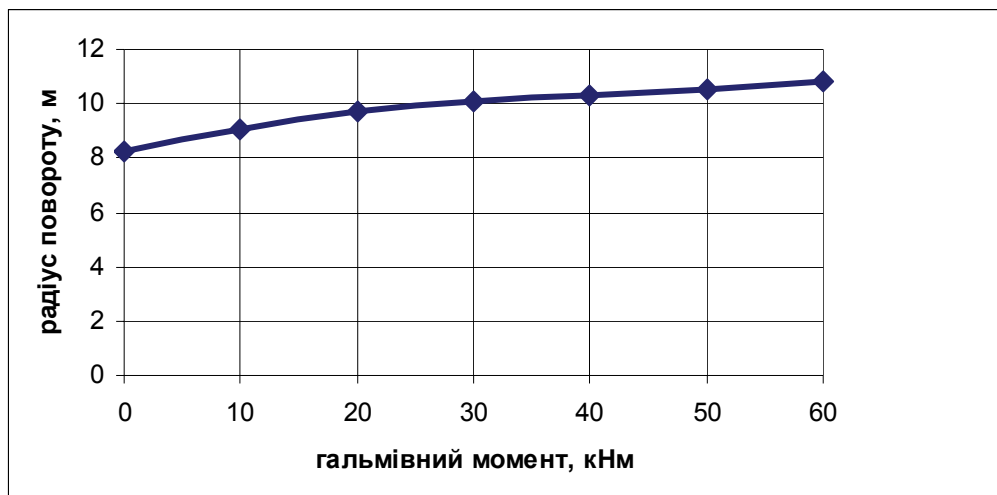


Рисунок 1. –Залежність радіусу повороту напівпричепа від гальмівного моменту на колесах одного борту возика при вході в поворот

Для визначення положення цієї осі – розглянемо рух автопоїзда на неусталеному повороті.

Відомо [3], що зміна знаку кривизни призводить до зміни напрямку нормального прискорення, а отже, і бічної сили. Напрямок нормального прискорення визначається положенням абсолютного миттєвого центра повороту, який для трьохосьових напівпричепів, що розглядаються, залежить від співвідношення кутів відведення коліс осей возика і його бази. Гальмування коліс одного борту возика може призвести до того, що абсолютний миттєвий центр обертання возика на вході в поворот і виході з повороту буде лежати по різні сторони від осі возика. Зміна положення абсолютного центра повороту возика відносно траєкторії руху напівпричепа свідчить про зміну напрямку бічної сили у центрі мас возика, що співпадає з центром відносної кутової швидкості возика ω_T . При цьому на вході в поворот бічна сила на возику направлена в бік центра переносної кутової швидкості напів-

напівпричепа, а на виході із повороту – в протилежну сторону.

Рух автопоїзда, що розглядається, на криволінійній (в плані) траєкторії відноситься до плоскопаралельного. Це дозволяє при дослідженні неусталеного повороту такого автопоїзда використати теорему про складання обертань навколо паралельних осей [6]. При русі автопоїзда по вхідній перехідній траєкторії, рис.2 (а), напрямок відносної кутової швидкості передньої керованої осі $\dot{\delta}_1$ співпадає з напрямком переносної швидкості возика. У цьому випадку величина абсолютної кутової швидкості осі дорівнює сумі складових кутових швидкостей, тобто:

$$\omega'_1 = \omega'_t + \dot{\delta}'_1, \quad (1)$$

В такому випадку абсолютний миттєвий центр обертання буде лежати в точці O'_{11} . Нормальне прискорення на передній осі визначиться як:

$$a'_1 = V'_1 \omega' = V'_1 (\dot{\delta}'_1 + \omega'_t), \quad (2)$$

де V'_1 - модуль вектора швидкості передньої осі.

Додаткова бічна сила $P'_{\omega 1}$ на передній осі діє від центра переносного обертання O'_2 і співпадає за напрямком із силою P'_{oc} .

Для задньої осі відносна швидкість $\dot{\delta}_3$ не співпадає за напрямком із переносною швидкістю возика ω'_t . При цьому на початку повороту отримаємо $\dot{\delta}_3 > \omega'_t$. Тоді, відповідно до теореми про складання обертань навколо паралельних осей, абсолютний миттєвий центр повороту на цій ділянці криволінійного руху буде лежати в точці O'_{31} , тобто за поздовжньою віссю возика напівпричепа по відношенню до її центра повороту, т. O'_2 .

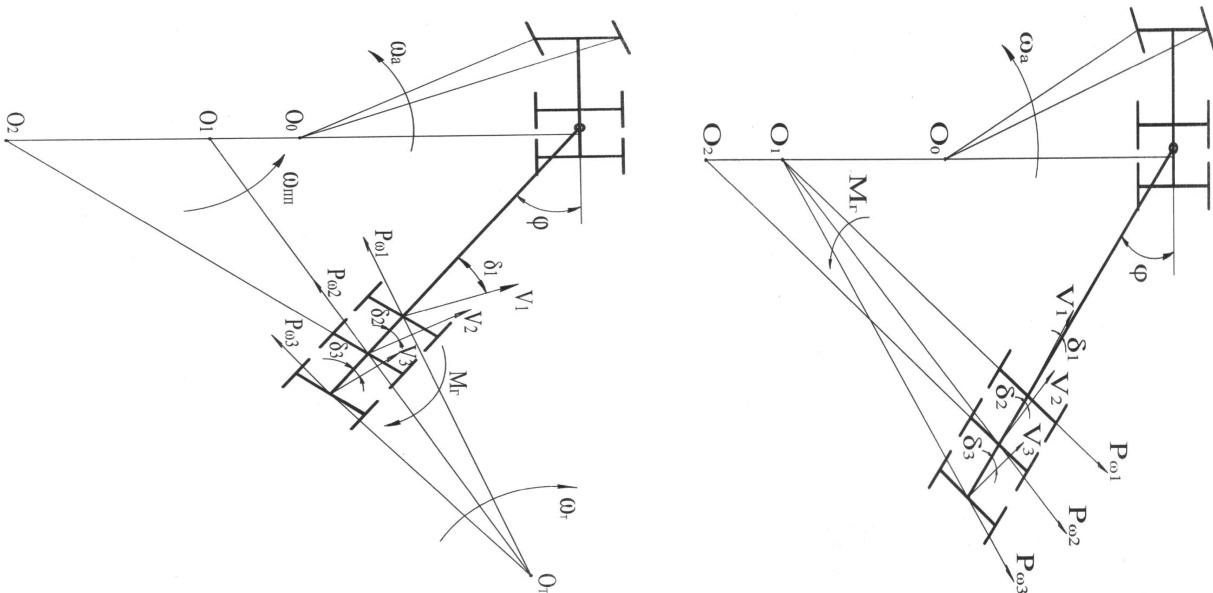


Рисунок 2. – Схема сил і моментів, що діють на ланки автопоїзда: при вході в поворот (а), при виході з повороту (б)

Для цього випадку величина абсолютної кутової швидкості задньої осі дорівнює різниці складових кутових швидкостей:

$$\omega'_3 = \dot{\delta}_3 - \omega'_T \quad (3)$$

Нормальне прискорення складе:

$$a'_3 = V'_1 \omega'_3 = V'_3 (\dot{\theta}'_3 - \omega'_T), \quad (4)$$

де V'_3 - модуль вектора швидкості задньої керованої осі.

Додаткова бічна сила $P'_{\omega 3}$ на задній керованій осі буде направлена від абсолютного миттєвого центра повороту O'_{31} до центра O'_2 . Її напрямок в цьому випадку протилежний напрямку бічної сили на возику напівпричепа $P'_{\omega c}$.

Для середньої керованої осі напрямок відносної швидкості $\dot{\delta}_2$ залежить від співвідношення кутів відведення коліс передньої і задньої осей.

Якщо $\delta_1 > \delta_3$, напрямок відносної кутової швидкості $\dot{\delta}_2$ співпадає з напрямком переносної швидкості возика.

Тоді

$$\omega'_2 = \omega'_T + \dot{\delta}'_2 \quad (5)$$

$$a'_2 = V'_2 \omega'_2 = V'_2 (\omega'_T + \dot{\delta}'_2), \quad (6)$$

де V'_2 - модуль вектора швидкості середньої осі.

Напрямок додаткової бічної сили на середній осі $P'_{\omega 2}$ співпадає з напрямком сили $P'_{\omega c}$.

Якщо $\delta_1 < \delta_3$, напрямок відносної кутової швидкості середньої осі $\dot{\delta}_2$ не співпадає з напрямком переносної швидкості возика. Для цього випадку будемо мати:

$$\omega'_2 = \dot{\delta}'_2 - \omega'_T, \quad (7)$$

$$a'_2 = V'_2 \omega'_2 = V'_2 (\dot{\delta}'_2 - \omega'_T) \quad (8)$$

і напрямок додаткової бічної сили буде протилежним напрямку бічної сили на возику напівпричепа.

При виході з повороту на цій ділянці траєкторії напівпричепа, рис.2.5(б), напрямок відносної кутової швидкості $\dot{\delta}''_1$ передньої осі не співпадає з напрямком переносної швидкості ω''_T возика.

При цьому, очевидно, $\omega''_T > \dot{\delta}''_1$ і тому абсолютний миттєвий центр повороту буде лежати в т. O''_{11} , тобто за точкою O'_2 . Абсолютна кутова швидкість передньої осі на цій ділянці шляху визначиться як:

$$\omega''_1 = \omega''_T - \dot{\delta}''_1 \quad (9)$$

а нормальне прискорення складе:

$$a''_1 = V'_1 \omega''_1 = V'_1 (\omega''_T - \dot{\delta}''_1) \quad (10)$$

Додаткова бічна сила $P''_{\omega 1}$ на виході з повороту ділянки кривої O_a буде мати той же напрямок, що і в попередньому випадку, тобто вона буде направлена від центра переносного обертання O''_2 . Її напрямок і в цьому випадку співпадає з напрямком бічної сили $P''_{\omega c}$ на возику.

Таким чином, на вході напівпричепа в поворот і виході з нього, на вхідній перехідній траєкторії напрямком додаткової бічної сили на передній керованій осі завжди співпадає з напрямком бічної сили на возику напівпричепа і тому гальмування коліс передньої осі в найменшій мірі змінює траєкторію руху возика.

Висновки. Проведеними дослідженнями встановлено:

– траєкторія руху керованого напівпричепа шляхом гальмування коліс одного борту на неусталеному повороті автопоїзда завжди складається з двох ділянок, різних за знаком кривизни, тому для корекції траєкторії возика необхідно змінювати і колеса осі, що необхідно гальмувати;

– напрямком бічної сили на возику напівпричепа по мірі входу автопоїзда в поворот змінюється на протилежний;

– додаткова бічна сила на передній осі на всіх ділянках криволінійної траєкторії руху напівпричепа завжди співпадає за напрямком з бічною силою на возику, а на задній осі – на вході в поворот направлена в сторону, що протилежна за напрямком бічної сили на возику.

– додаткова бічна сила на середній осі на всіх ділянках траєкторії визначається в залежності від співвідношення в кутах відведення коліс передньої і задньої осей возика.

Із цього слідує, що для корекції траєкторії возика напівпричепа щодо траєкторії тягача доцільним є гальмування коліс однієї сторони його задньої осі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Сахно, В.П.Онищук, В.М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету. – К., НТУ, 2009. – Вип. 19. – С.80-83.

2. Сахно В.П. До аналізу конструкцій автопоїздів-контейнеровозів /В.П.Сахно, Р.М.Марчук, В.П.Онищук, В.М.Придюк //Збірник доповідей 13 Міжнародної науково-практичної конференції «Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики». – Київ. – 2011. – С.180-182.

3. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х.Закин – М. Транспорт, 1986. – 137 с.

РЕФЕРАТ

Марчук Р.М. До питання управління автопоїздом-контейнеровозом шляхом гальмування коліс одного борту напівпричепа /Роман Миколайович Марчук // Вісник НТУ. – К.: НТУ. – 2012. – Вип. 26.

У статті розглянуті питання маневреності автопоїзда з універсальним напівприцепом-контейнеровозом. Проведеними дослідженнями встановлено, що експлуатація сидельних автопоїздів в граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) вимагатиме конструктивних змін ланок автопоїзда-контейнеровоза. Ефективність використання сидельних автопоїздів при транспортуванні всієї гами контейнерів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв'язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівприцепів самовстановлюваними або керованими колесами. Вибір типу приводу управління напівприцепом є основною задачею маневреності автопоїзда-контейнеровоза.

Об'єкт дослідження – маневреність автопоїзда-контейнеровоза при управлінні напівприцепом шляхом гальмування коліс одного борту.

Мета досліджень – поліпшення маневреності автопоїзда-контейнеровоза шляхом гальмування коліс одного борту напівпричепа.

Метод досліджень – аналітичний.

Проведеними дослідженнями встановлено:

– траєкторія руху керованого напівпричепа шляхом гальмування коліс одного борту на неусталеному повороті автопоїзда завжди складається з двох ділянок, різних за знаком кривизни, тому для корекції траєкторії возика необхідно змінювати і колеса осі, що необхідно гальмувати;

– напрямком бічної сили на возику напівпричепа по мірі входу автопоїзда в поворот змінюється на протилежний;

– додаткова бічна сила на передній осі на всіх ділянках криволінійної траєкторії руху напівпричепа завжди співпадає за напрямком з бічною силою на возику, а на задній осі – на вході в поворот направлена в сторону, що протилежна за напрямком бічної сили на возику.

– додаткова бічна сила на середній осі на всіх ділянках траєкторії визначається в залежності від співвідношення в кутах відведення коліс передньої і задньої осей возика.

Із цього слідує, що для корекції траєкторії возика напівпричепа щодо траєкторії тягача доцільним є гальмування коліс однієї сторони його задньої осі.

Результати статті можуть бути використані при виборі типу напівпричепа для комплектації автопоїзда-контейнеровоза.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОМОБІЛЬНИЙ ПОЇЗД, ГАБАРИТНА СМУГА РУХУ, ЦЕНТР ПОВОРОТУ, ТРАЄКТОРІЯ, ШВИДКІСТЬ, МАНЕВРЕНІСТЬ, БІЧНА СИЛА, УПРАВЛІННЯ

ABSTRACT

Marchuk R.N. To the question of management a lorry convoy by braking of wheels of one side of semitrailer of /Roman Nikolaevich Marchuk // Visnyk NTU. – K.: NTU. – 2012. – Vol. 26.

In the article considered question of manoeuvrability of lorry convoy with an universal semitrailer. It is set the conducted researches, that exploitation of saddle lorry convoys in the maximum modes of motion (high speeds, minimum radiuses of turn) will demand the structural changes of links of lorry convoy. Efficiency of the use of saddle lorry convoys at transporting to all containers largely depends on their ability to be written into the possible bar of motion and not create obstacles for a transport stream. The decision of this problem is possible at the equipment of semitrailers of self-adjusting wheels or guided wheels. A type selection drive of management a semitrailer is the basic task of manoeuvrability of lorry convoy.

A research object is manoeuvrability of lorry convoy at a management a semitrailer by braking of wheels of one side.

A purpose of researches is an improvement of manoeuvrability of lorry convoy by braking of wheels of one side of semitrailer.

Method of researches – analytical.

It is set the conducted researches:

– the trajectory of motion of the guided semitrailer by braking of wheels of one side on the unset turn of lorry convoy always consists of two areas, different on the sign of curvature, therefore for the correction of trajectory of light cart it is necessary to change and wheels axes which must be braked;

– direction of lateral force on the light cart of semitrailer as far as included of lorry convoy in a turn changes on opposite;

– additional lateral force on a fore-axle on all of areas of curvilinear trajectory of motion of semitrailer always coincides after direction with lateral force on a light cart, and on a back ax – on included in a turn directed aside, opposite direction of lateral force on a light cart;

– additional lateral force on middle wasp on all of areas of trajectory is determined depending on correlation in the corners of withdrawal of wheels of front and back axes of light cart.

It follows from this that for the correction of trajectory of light cart of semitrailer in relation to the trajectory of tractor expedient is braking of wheels of one side of his back axle.

Can be drawn on the results of the article at a typeselection semitrailer for acquisition of lorry convoy.

KEYWORDS: MOTOR-CAR TRAIN, OVERALL BAR OF MOTION, CENTER OF TURN, TRAJECTORY, SPEED, MANOEUVRABILITY, LATERAL FORCE, MANAGEMENT.

РЕФЕРАТ

Марчук Р.Н. К вопросу управления автопоездом-контейнеровозом путем торможения колес одного борта полуприцепа /Роман Николаевич Марчук // Вестник НТУ. – К.: НТУ. - 2012. - Вып. 26.

В статье рассмотрены вопроса маневренности автопоезда с универсальным полуприцепом-контейнеровозом. Проведенными исследованиями установлено, что эксплуатация седельных автопоездов в предельных режимах движения (максимальные скорости, минимальные радиусы поворота) потребует конструктивных изменений звеньев автопоезда-контейнеровоза. Эффективность использования седельных автопоездов при транспортировке всей гами контейнеров в значительной степени зависит от их способности вписываться в допустимую полосу движения и не создавать препятствий для транспортного потока. Решение этой проблемы возможно при оборудовании полуприцепов самустановливаемыми или управляемыми колесами. Выбор типа привода управления полуприцепом является основной задачей маневренности автопоезда-контейнеровоза.

Объект исследования – маневренность автопоезда-контейнеровоза при управлении полуприцепом путем торможения колес одного борта.

Цель исследований – улучшение маневренности автопоезда-контейнеровоза путем торможения колес одного борта полуприцепа.

Метод исследований – аналитический.

Проведенными исследованиями установлено:

- траектория движения управляемого полуприцепа путем торможения колес одного борта на неустановившемся повороте автопоезда всегда состоит из двух участков, разных по знаку кривизны, поэтому для коррекции траектории тележки необходимо изменять и колеса оси, которые необходимо тормозить;

- направление боковой силы на тележке полуприцепа по мере входа автопоезда в поворот изменяется на противоположное;

- дополнительная боковая сила на передней оси на всех участках криволинейной траектории движения полуприцепа всегда совпадает за направлением с боковой силой на тележке, а на задней оси – на входе в поворот направлена в сторону, противоположную направлению боковой силы на тележке.

- дополнительная боковая сила на средней осе на всех участках траектории определяется в зависимости от соотношения в углах увода колес передней и задней осей тележки.

Из этого следует, что для коррекции траектории тележки полуприцепа относительно траектории тягача целесообразным является торможение колес одной стороны его задней оси.

Результаты статьи могут быть использованы при выборе типа полуприцепа для комплектации автопоезда-контейнеровоза.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОМОБИЛЬНЫЙ ПОЕЗД, ГАБАРИТНАЯ ПОЛОСА ДВИЖЕНИЯ, ЦЕНТР ПОВОРОТА, ТРАЕКТОРИЯ, СКОРОСТЬ, МАНЕВРЕННОСТЬ, БОКОВАЯ СИЛА, УПРАВЛЕНИЕ.

УДК 628.00

КАЧЕСТВО ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ СТОЧНЫХ ВОД МОРСКОГО ТРАНСПОРТА

Посвятенко Н.И., кандидат технических наук
Демидова Ю.Е.

Постановка проблемы.

В работе [1] предложена методика выбора оптимальных значений параметров технологического процесса обеспечивающих максимальную степень очистки нефтесодержащих сточных вод (НСВ) от нефтепродуктов. Однако в условиях реальной эксплуатации всегда возможны отклонения от проектных характеристик – это вариации концентрации и расхода стока через электрокоагулятор, плотности анодного тока и как следствие изменение дозы гидроксида алюминия на единицу объема стока, изменение объема электролита в электродной камере вследствие растворения анода, а, следовательно, и времени растворения анода и многие другие факторы. В этой связи возникает вопрос, а как влияют на эффективность очистки НСВ изменения указанных параметров, сколь чувствительна степень очистки к таким отклонениям от проектных значений и с какой точностью необходимо их поддерживать в ходе технологического процесса. Для этой цели необходимо определить коэффициенты чувствительности, которые могут быть представлены как частные производные $(\frac{\partial \Phi}{\partial \alpha_i})$ степени очистки по

параметрам α_i . Классический способ определения указанных производных, заключается в численном решении системы уравнений чувствительности для объектов математическая модель которых достаточно точно может быть представлена системой дифференциальных уравнений.

Методы и результаты исследований.

При активных экспериментах одновременно и целенаправленно изменяют факторы, являющиеся наиболее существенными и изучают реакцию объекта на них.

Активный эксперимент реализован на лабораторной установке колонного электрокоагулятора, оснащенной контрольно-измерительными приборами для поддержания необходимых значений указанных параметров. В качестве параметров (факторов) выбраны независимые параметры:

- $i_A, \text{A/cm}^2$ – плотность анодного тока;
- $K_n, \text{г/л}$ – концентрация нефтепродуктов в НСВ;
- $T_a, \text{с}$ – время растворения анода;
- рН стоков.