

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ ДОРОЖНЫХ МАШИН ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ

PERFECTION OF ROAD MACHINES TRANSMISSIONS FOR THE INCREASE OF THEIR COMPETITIVENESS AND PROVIDING OF IMPORT SUBSTITUTION

А. В. Вавилов,
доктор технических наук,
профессор, заведующий
кафедрой «Строительные
и дорожные машины»
Белорусского национального
технического университета,
г. Минск, Беларусь

В. А. Малащенко,
доктор технических наук,
профессор, заведующий
кафедрой Национального
университета «Львовская
политехника»,
г. Львов, Украина

О. Р. Стрилец,
кандидат технических наук,
доцент Национального
университета
водного хозяйства
и природопользования,
г. Ровно, Украина

В. М. Стрелец,
кандидат технических наук,
профессор Национального
университета
водного хозяйства
и природопользования,
г. Ровно, Украина

В статье отмечается, что при создании в Беларуси систем (комплектов) дорожных машин под современные и перспективные технологии и материалы в них вынужденно включают ряд импортных машин, которые позволяют выполнять дорожные работы с наименьшими затратами и высоким качеством. В то же время многие из них могут выпускаться на отечественных предприятиях дорожного машиностроения, но для этого необходима серьезная модернизация выпускаемой в настоящее время техники.

Одним из путей повышения конкурентоспособности отечественных дорожных машин и обеспечения импортозамещения является совершенствование их трансмиссий.

В статье представлены результаты исследований по совершенствованию трансмиссий дорожных машин путем создания нового способа и устройства управления изменением скорости дорожной машины.

The article notes that in establishing the system of road machines in Belarus under modern and perspective technologies and materials it is forced to include a number of imported machines that allow road works to comply with the lowest cost and with high quality. At the same time, many of them are of the same type and can be produced in the domestic machine-building enterprises, but this requires a major upgrade of today equipment.

One of the reserves of a substantial cost reduction of road works and productivity increase is to improve transmissions in road machines.

The article presents the results of research on machines transmission improvement by creating a new method and device for speed change management of a road machines.

ВВЕДЕНИЕ

При создании в Беларуси систем (комплектов) дорожных машин под современные и перспективные технологии и материалы в них вынужденно включается ряд импортных машин, которые позволяют выполнять дорожные работы с наименьшими затратами и высоким качеством. В то же время многие из них однотипные и могут выпускаться на отечественных машиностроительных предприятиях, но для этого необходима серьезная модернизация выпускаемой сегодня техники.

Одним из путей повышения конкурентоспособности отечественных дорожных машин и обеспечения импортозамещения является совершенствование их трансмиссий.

В статье представлены результаты исследований по совершенствованию трансмиссий дорожных машин путем создания нового способа и устройства управления изменением их скорости.

Рассмотрен процесс управления изменением скорости при помощи многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач, когда ведущим звеном является солнечное зубчатое колесо первой ступени, а ведомым – эпицикл последней ступени, или наоборот, а звеньями управления являются водила отдельных ступеней, которые связаны с замкнутыми гидросистемами. Полученные результаты могут применяться при проектировании новых устройств управления изменением скорости отдельных механизмов дорожных машин и являются основой для дальнейшего их совершенствования и проведения исследований.

АКТУАЛЬНОСТЬ И ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Выполнение технологических операций дорожными машинами требует управления скоростью по величине и направлению исполнительных механизмов таких машин. В технике широко известны способы и устройства ступенчатого и бесступенчатого управления скоростью машины по величине и направлению в виде ступенчатых и бесступенчатых коробок скоростей. Известные способы управления изменениями скорости имеют много недостатков. Основными недостатками ступенчатого управления скоростью являются сложность конструкций устройств, их большая материалоемкость, высокие динамические нагрузки, которые возникают при переходе с одной скорости на другую, даже при наличии синхронизаторов. Для бесступенчатого управления скоростью характерен большой износ деталей за счет использования фрикционных связей, как правило, фрикционных тормозов и блокирующих фрикционных муфт. Вследствие этого уменьшается долговечность и надежность деталей приводов и машин в целом. Поэтому возникают задачи создания новых способов и устройств управления изменением скорости, которые устраняют указанные недостатки.

АНАЛИЗ ИЗВЕСТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проблема разработки новых устройств для изменения скорости механизмов (коробок передач, ходоуменьшителей), которые применяются при строительстве автомобильных дорог, очевидна. Среди множества таких механизмов более эффективными являются планетарные передачи, которые являются предметом особого интереса ученых мира [1–4 и др].

В периодической технической литературе [5–7] предложен новый бесступенчатый способ управления изменением скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой. Диапазон изменения скорости такими передачами ограничен.

Для расширения диапазона изменения скорости в приводах машин предлагается использовать многоступенчатые зубчатые дифференциальные передачи, состоящие из двух или более ступеней, соединенных между собой. Такие передачи разработаны на уровне патентов Украины [8, 9] на полезные модели и требуют дальнейшего кинематического и динамического исследования.

Целью исследований является аналитическое и компьютерное выявление закономерности изменения скорости между ведущим и ведомым звеньями многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач с замкнутыми гидросистемами для случаев, когда звеном управления является водило.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На рисунке 1 показана многоступенчатая ($i = 1, 2, 3, \dots, n$) зубчатая дифференциальная передача, в которой зубчатое колесо – эпицикл $3_{(1)}$ первой ступени соединен с солнечным зубчатым колесом $1_{(2)}$ второй ступени, эпицикл $3_{(2)}$ второй ступени соединен с солнечным зубчатым колесом $1_{(3)}$ третьей ступени, ..., эпицикл $3_{(n-1)}$ ступени соединен с солнечным зубчатым колесом $1_{(n)}$ n -й ступени, а управление скоростью осуществляется за счет водил первой $4_{(1)}$, второй $4_{(2)}$, третьей $4_{(3)}$, ..., n -й $4_{(n)}$ ступеней при помощи установленных на них замкнутых гидросистем $6_{(1)}, 6_{(2)}, 6_{(3)}, \dots, 6_{(n)}$. Замкнутые гидросистемы $6_{(1)}, 6_{(2)}, 6_{(3)}, \dots, 6_{(n)}$, одинаковые по строению, размещены на корпусе 5 и соединены с водилами $4_{(1)}, 4_{(2)}, 4_{(3)}, \dots, 4_{(n)}$ посредством зубчатых передач $7_{(1)}, 7_{(2)}, 7_{(3)}, \dots, 7_{(n)}$. Замкнутая гидросистема и ее работа полно описаны, например, в [9]. Гидросистема состоит из шестеренчатого гидронасоса, коротких трубопроводов, регулирующего дросселя, обратного клапана и емкости для жидкости. Когда регулирующий дроссель открыт, водило вращается и перекачивает жидкость в замкнутой гидросистеме. В случае, когда регулирующий дроссель закрыт, водило не вращается, а следовательно, не перекачивает жидкость в гидросистеме, потому что она замкнута. Поэтому управление изменением скорости осуществляется за счет дросселирования жидкости, которая движется в замкнутой гидросистеме.

Ведущим звеном такой многоступенчатой зубчатой дифференциальной передачи является солнечное зубчатое колесо $1_{(1)}$ первой ступени, а ведомым звеном – зубчатое колесо – эпицикл $3_{(n)}$ n -й ступени.

Связь между скоростями ведомого звена (зубчатого колеса – эпицикла $3(n)$) $\omega_{вд}$ и ведущего звена (солнечного зубчатого колеса $1_{(1)}$) $\omega_{вч}$ можно получить на основании условия, когда для отдельных ступеней связь между скоростями имеет вид:

$$\omega_{3(1)} = \frac{\omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) - \omega_{1(1)}}{u_{13(1)}^{(4)}}$$

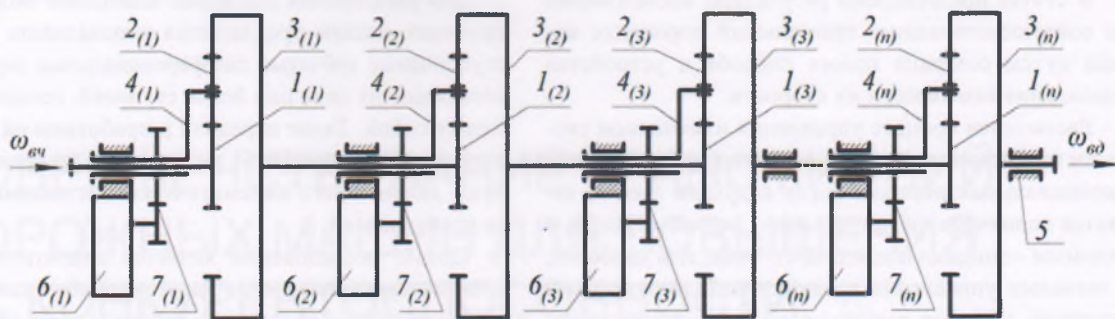


Рисунок 1 – Схема многоступенчатой зубчатой дифференциальной передачи с замкнутыми гидросистемами с управлением скоростью через водила

$$\omega_{3(1)} = \frac{\omega_{4(2)}(1 + u_{13(2)}^{(4)}) - \omega_{1(2)}}{u_{13(2)}^{(4)}}, \quad \omega_{3(1)} = \frac{\omega_{4(3)}(1 + u_{13(3)}^{(4)}) - \omega_{1(3)}}{u_{13(3)}^{(4)}}, \quad \dots, \quad \omega_{3(n)} = \frac{\omega_{4(n)}(1 + u_{13(n)}^{(4)}) - \omega_{1(n)}}{u_{13(n)}^{(4)}} \quad (1)$$

и $\omega_{1(2)} = \omega_{3(1)}$; $\omega_{1(3)} = \omega_{3(2)}$; \dots ; $\omega_{1(n)} = \omega_{3(n-1)}$.

Используя выражение (1), после несложных преобразований получим

$$\omega_{вд} = (-1)^n \frac{\omega_{вч} - \omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) + \sum_{i=2}^n \left((-1)^i \omega_{4(i)}(1 + u_{13(i)}^{(4)}) \prod_{k=1}^{i-1} (u_{13(k)}^{(4)}) \right)}{\prod_{i=1}^n (u_{13(i)}^{(4)})}, \quad (2)$$

где $\omega_{4(1)}$, $\omega_{4(2)}$, \dots , $\omega_{4(n)}$ – скорости водил, соответственно, первой 4₍₁₎, второй 4₍₂₎, ..., n-й 4_(n) ступеней, которые являются переменными за счет замкнутых гидросистем 6₍₁₎, 6₍₂₎, ..., 6_(n); $\omega_{4(1)} = 0 \dots \omega_{4(1)\max}$; $\omega_{4(2)} = 0 \dots \omega_{4(2)\max}$; \dots ; $\omega_{4(n)} = 0 \dots \omega_{4(n)\max}$;

$$u_{13(1)}^{(4)} = -\frac{z_{3(1)}}{z_{1(1)}}, \quad u_{13(2)}^{(4)} = -\frac{z_{3(2)}}{z_{1(2)}}, \quad \dots, \quad u_{13(n)}^{(4)} = -\frac{z_{3(n)}}{z_{1(n)}} \text{ – передаточные числа при остановленном водиле,}$$

соответственно, первой, второй, ..., n-й ступеней, где $z_{1(1)}$, $z_{1(2)}$, ..., $z_{1(n)}$ – число зубьев солнечного зубчатого колеса, соответственно, первой, второй, ..., n-й ступени; $z_{3(1)}$, $z_{3(2)}$, ..., $z_{3(n)}$ – число зубьев зубчатого колеса – эпицикла, соответственно, первой, второй, ..., n-й ступени. Знак «минус» объясняется наличием одного внешнего зацепления в отдельных ступенях зубчатой дифференциальной передачи. В формуле (1) и последующих уравнениях это уже учтено, поэтому значение передаточного числа всегда следует подставлять по абсолютному значению.

В случае, когда ведущим звеном рассматриваемой многоступенчатой зубчатой дифференциальной передачи является зубчатое колесо – эпицикл 3₍₁₎ первой ступени, а ведомым звеном – солнечное зубчатое колесо 1_(n) n-й ступени, связь между скоростями ведомого звена $\omega_{вд}$ и ведущего звена $\omega_{вч}$ из формулы (1) имеет вид

$$\omega_{вд} = (-1)^n \left(\omega_{вч} \prod_{i=1}^n (u_{13(i)}^{(4)}) + \sum_{i=1}^{n-1} \left((-1)^i \omega_{4(i)}(1 + u_{13(i)}^{(4)}) \prod_{k=i+1}^n (u_{13(k)}^{(4)}) \right) \right) + \omega_{4(n)}(1 + u_{13(n)}^{(4)}). \quad (3)$$

На рисунке 2 показана двухступенчатая зубчатая дифференциальная передача, где эпицикл 3₍₁₎ первой ступени соединен с солнечным зубчатым колесом 1₍₂₎ второй ступени, а управление скоростью осуществляется за счет водил первой 4₍₁₎ и второй 4₍₂₎ ступеней при помощи установленных на них замкнутых гидросистем 6₍₁₎ и 6₍₂₎.

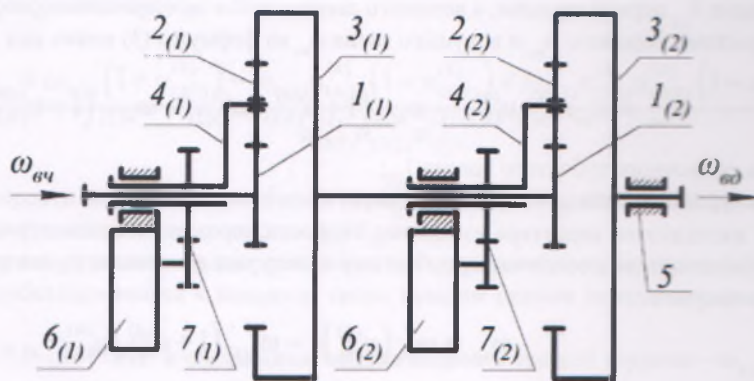


Рисунок 2 – Схема двухступенчатой зубчатой дифференциальной передачи с замкнутыми гидросистемами с управлением скоростью через водила

Ведущим звеном такой двухступенчатой зубчатой дифференциальной передачи является солнечное зубчатое колесо $1_{(1)}$ первой ступени, а ведомым звеном – зубчатое колесо – эпицикл $3_{(2)}$ второй ступени. Связь между скоростями ведомого звена (эпицикла $3_{(2)}$) $\omega_{вд}$ и ведущего звена (солнечного зубчатого колеса $1_{(1)}$) $\omega_{вч}$ имеет вид

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} - \omega_{4(1)} (1 + u_{13(1)}^{(4)}) + \omega_{4(2)} u_{13(1)}^{(4)} (1 + u_{13(2)}^{(4)})}{u_{13(1)}^{(4)} u_{13(2)}^{(4)}}, \quad (4)$$

где $\omega_{4(1)}$ и $\omega_{4(2)}$ – скорости водил, соответственно, первой $4_{(1)}$ и второй $4_{(2)}$ ступеней, которые являются переменными за счет замкнутых гидросистем $6_{(1)}$ и $6_{(2)}$.

Для того, чтобы более наглядно показать характер изменения скорости, рассмотрим двухступенчатую зубчатую дифференциальную передачу с передаточными числами $u_{13(1)}^{(4)}$, равными для обеих ступеней $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13}^{(4)}$ и угловой скоростью водила второй ступени $\omega_{4(2)} = 0$. Для такой передачи имеем

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} - \omega_{4(1)} (1 + u_{13}^{(4)})}{(u_{13}^{(4)})^2}. \quad (5)$$

Из формулы (5) компьютерным моделированием получены графические зависимости $\omega_{вд} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при передаточных отношениях $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = 1 \dots 10$ и скоростях ведущего звена $\omega_{вч} = 75 \dots 300$ рад/с. В качестве примера на рисунке 3 показаны графические зависимости для $\omega_{вч} = 100$ рад/с.

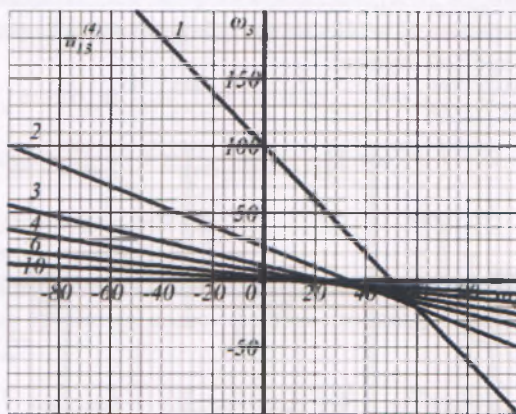


Рисунок 3 – Зависимости $\omega_{вд} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с и $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = 1 \dots 10$

Если в качестве ведущего звена двухступенчатой зубчатой дифференциальной передачи принять зубчатое колесо – эпицикл $3_{(1)}$ первой ступени, а ведомого звена – солнечное зубчатое колесо $1_{(2)}$ второй ступени, то связь между скоростями ведомого $\omega_{вд}$ и ведущего звена $\omega_{вч}$ из формулы (3) имеет вид

$$\omega_{вд} = \omega_{вч} u_{13(1)}^{(4)} u_{13(2)}^{(4)} - \omega_{4(1)} (1 + u_{13(1)}^{(4)}) u_{13(2)}^{(4)} + \omega_{4(2)} (1 + u_{13(2)}^{(4)}), \quad (6)$$

где $\omega_{вд}$ – скорость солнечного зубчатого колеса $1_{(2)}$;

$\omega_{вч}$ – скорость зубчатого колеса – эпицикла $3_{(1)}$.

Для большей наглядности характера изменения скорости через двухступенчатую зубчатую дифференциальную передачу от эпицикла к солнечному зубчатому колесу зададим аналогичные предыдущему случаю исходные данные и получим

$$\omega_{вд} = \omega_{вч} (u_{13}^{(4)})^2 - \omega_{4(1)} (1 + u_{13}^{(4)}) u_{13}^{(4)}. \quad (7)$$

Аналогично проанализировав формулу (7) для тех же передаточных чисел и скоростей, получили графические зависимости $\omega_{вд} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$, которые показаны на рисунке 4.

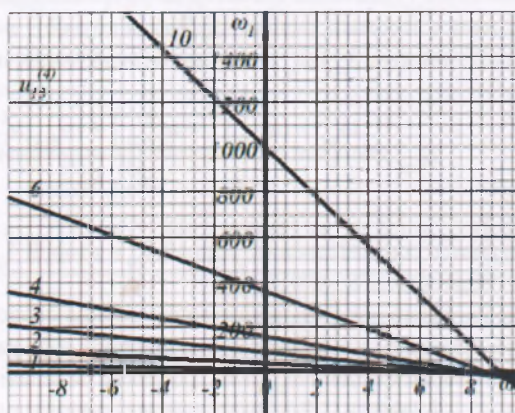


Рисунок 4 – Зависимости $\omega_{вд} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с и $3_{(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13}^{(4)} = 1 \dots 10$

На рисунке 5 показана трехступенчатая зубчатая дифференциальная передача, в которой зубчатое колесо – эпицикл $3_{(1)}$ первой ступени соединено с солнечным зубчатым колесом $1_{(2)}$ второй ступени, а зубчатое колесо – эпицикл $3_{(2)}$ второй ступени соединено с солнечным зубчатым колесом $1_{(3)}$ третьей ступени. Управление скоростью осуществляется за счет водил первой $4_{(1)}$, второй $4_{(2)}$, третьей $4_{(3)}$ ступеней при помощи установленных на них замкнутых гидросистем $6_{(1)}$, $6_{(2)}$ и $6_{(3)}$. Рассмотрим случай, когда ведущим звеном такой трехступенчатой зубчатой дифференциальной передачи будет солнечное зубчатое колесо $1_{(1)}$ первой ступени, а ведомым звеном – зубчатое колесо – эпицикл $3_{(3)}$ третьей ступени.

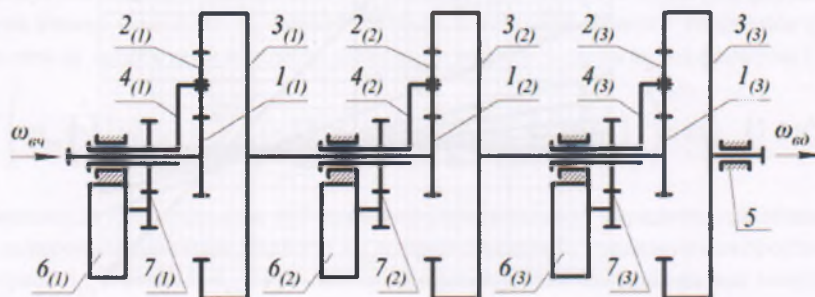


Рисунок 5 – Схема трехступенчатой зубчатой дифференциальной передачи с замкнутыми гидросистемами с управлением скоростью водилом

Связь между скоростями ведомого звена (зубчатого колеса – эпицикла $3_{(3)}$) $\omega_{вд}$ и ведущего звена (солнечного зубчатого колеса $1_{(1)}$) $\omega_{вч}$ имеет вид

$$\omega_{вд} = \frac{-\omega_{вч} + \omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)}) - \omega_{4(2)}u_{13(1)}^{(4)}(1 + u_{13(2)}^{(4)}) + \omega_{4(3)}u_{13(1)}^{(4)}u_{13(2)}^{(4)}(1 + u_{13(3)}^{(4)})}{u_{13(1)}^{(4)}u_{13(2)}^{(4)}u_{13(3)}^{(4)}} \quad (8)$$

где $\omega_{4(1)}$, $\omega_{4(2)}$ и $\omega_{4(3)}$ – скорости водил, соответственно, первой $4_{(1)}$, второй $4_{(2)}$ и третьей ступеней, которые являются переменными за счет замкнутых гидросистем $6_{(1)}$, $6_{(2)}$ и $6_{(3)}$.

Для наглядности характера изменения скорости через трехступенчатую зубчатую дифференциальную передачу от солнечного зубчатого колеса к эпициклу снова зададим равные передаточные отношения каждой ступени $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13(3)}^{(4)} = u_{13}^{(4)}$ и обездвижим водила второй и третьей ступени – $\omega_{4(2)} = 0$, $\omega_{4(3)} = 0$. Получим

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{4(1)}(1 + u_{13}^{(4)}) - \omega_{вч}}{(u_{13}^{(4)})^3} \quad (9)$$

Для механизма управления (рис. 5), аналогично проанализировав формулу (8) для тех же передаточных чисел и скоростей, получили графические зависимости $\omega_{вд} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{4(3)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$, которые показаны на рисунке 6.

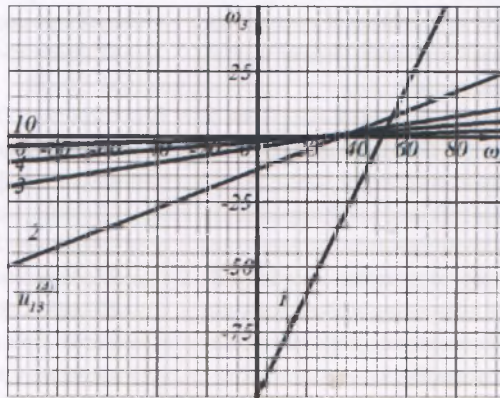


Рисунок 6 – Зависимости $\omega_{вд} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{4(3)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с и $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13(3)}^{(4)} = 1 \dots 10$

Когда ведущим звеном трехступенчатой зубчатой дифференциальной передачи является зубчатое колесо – эпицикл $3_{(1)}$ первой ступени, а ведомым звеном – солнечное зубчатое колесо $1_{(3)}$ третьей ступени, то связь между скоростями ведомого $\omega_{вд}$ и ведущего звена $\omega_{вч}$ из формулы (3) имеет вид

$$\omega_{вд} = -\omega_{вч}u_{13(1)}^{(4)}u_{13(2)}^{(4)}u_{13(3)}^{(4)} + \omega_{4(1)}(1 + u_{13(1)}^{(4)})u_{13(2)}^{(4)}u_{13(3)}^{(4)} - \omega_{4(2)}u_{13(3)}^{(4)}(1 + u_{13(2)}^{(4)}) + \omega_{4(3)}(1 + u_{13(3)}^{(4)}), \quad (10)$$

где $\omega_{вд}$ – скорость солнечного зубчатого колеса $1_{(3)}$;

$\omega_{вч}$ – скорость зубчатого колеса – эпицикла $3_{(1)}$.

Для наглядности характера изменения скорости через трехступенчатую зубчатую дифференциальную передачу от эпицикла к солнечному зубчатому колесу зададим исходные параметры как в предыдущем случае и получим формулу

$$\omega_{вд} = \omega_{4(1)}(1 + u_{13}^{(4)})(u_{13}^{(4)})^2 - \omega_{вч}(u_{13}^{(4)})^3 \quad (11)$$

и ее графическое изображение (рис. 7).

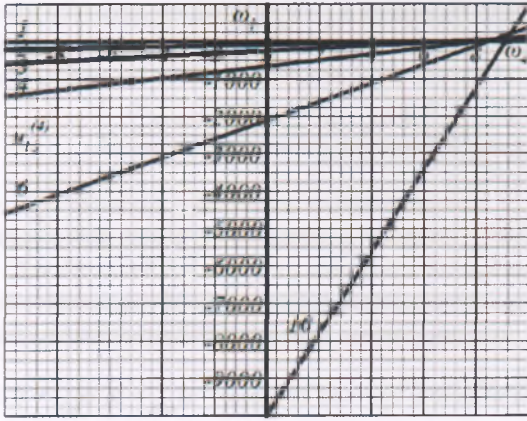


Рисунок 7 – Зависимости $\omega_{вн} = f(\omega_{4(1)}, \omega_{4(2)}, \omega_{4(3)}, \omega_{вн}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вн} = 100$ рад/с и $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13(3)}^{(4)} = 1 \dots 10$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных исследований предлагается усовершенствованная трансмиссия дорожных машин, что делает их конкурентоспособными и обеспечивающими импортозамещение.

Графические зависимости изменения скорости с помощью многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач с замкнутыми гидросистемами, полученные при помощи компьютерного моделирования, наглядно подтверждают возможность управления изменением скорости между ведущими и ведомыми звеньями и расширения диапазона использования этих механизмов для строительных, дорожных машин и других технических устройств.

Приведенная методика исследования зависимости между скоростями звеньев в многоступенчатых зубчатых дифференциальных передачах с замкнутыми гидросистемами и управлением скоростью посредством водила может быть использована для проектирования различных технических систем управления скоростью движения.

Полученные аналитические и графические результаты являются основой для дальнейших исследований целого класса механизмов, которые могут быть использованы в различных областях машиностроения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pawar1, P. V., Kulkarni, P. R. Design of two stage planetary gear train for high reduction ratio // International Journal of Research in Engineering and Technology. – Vol. 4. – Iss. 06. – India, Bangalore : Publishing House, 2015. – P. 150–157.
2. Bahk, C.-J., Parker, R. G. Analytical investigation of tooth profile modification effects on planetary gear dynamics // Mechanism and Machine Theory. – Iss. 70. – Elsevier, 2013. – P. 298–319.
3. Uicker, J. J., Pennock, G. R., Shigley, J. E. Theory of Machines and Mechanisms. – New York : Oxford University Press, 2003. – 590 p.
4. Вавилов, А. В., Малащенко, В. А., Николайчук, В. В. Обоснование конструктивных параметров деталей соединений переменной жесткости дорожных машин // Автомобильные дороги и мосты. – 2013. – № 2 (12). – С. 63–67.
5. Малащенко, В. А., Стрилец, О. Р., Стрелец, В. М. Классификация способов и устройств управления процессом изменения скорости в технике // Подъемно-транспортная техника. – 2015. – № 1. – С. 70–78.
6. Стрилец, О. Р. Обоснование возможности управления изменениями скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач // Вестник Инженерной академии Украины. – Киев : НАУ, 2015. – № 2. – С. 177–181.
7. Малащенко, В. А., Стрилец, О. Р., Стрелец, В. М. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой // Приводы и компоненты машин : международный инженерный журнал. – 2016. – № 2. – С. 6–9.
8. Зубчатый дифференциал с устройством для управления изменениями скорости : пат. на полезную модель № 18587 Украина : F16H3/00 / Стрилец О. Р., Стрелец В. Н. – Оpubл. 15.11.2005, Бюл. № 11. – 4 с.
9. Планетарная коробка скоростей : пат. на полезную модель № 28489 Украина : B60K17/06 / Стрилец О. Р. – Оpubл. 10.12.2007, Бюл. № 20. – 5 с.

Статья поступила в редакцию 16.08.2016.