



УКРАЇНА

(19) UA (11) 6907 (13) C1

(51)5 B 62 D 55/08

ДЕРЖАВНЕ  
ПАТЕНТНЕ  
ВІДОМСТВООПИС ДО ПАТЕНТУ  
НА ВІНАХІД

(54) ГУСЕНИЧНИЙ РУШІЙ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

1

(20) 94301298, 31.03.93

(21) 4834949/11

(22) 05.06.90, SU

(46) 31.03.95. Бюл. № 1

(56) Огий Г. Е. и др. "Направляющее колесо и гусеница трактора Т-150. Сельский механизатор № 5, 1973, Москва, Колос, стр. 28.

(71) Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе

(72) Горяшко Петро Мойсейович, Шашков Микола Фролович, Лаврентьев Сергій Володимирович, Прилуцький Олександр Юрійович

(73) Харківський тракторний завод, UA

(57) Гусеничний двигатель транспортного средства, содержащий ведущие и направляющие колеса, опорные катки и поддерживающие ролики, охватывающие их гусеничные цепи, амортизационно-натяжные механизмы гусеничных цепей, включающие гидроцилиндры натяжения и предварительно сжатые пружины, отличающийся тем,

2

что зуб ведущего колеса выполнен высотой, определяемой по формуле:

$$h - r_{ц} = \frac{1}{\pi} [2S(m-1) + \frac{8}{3} \sum_{i=1}^n \frac{f_i^2}{l_i} + 2 \Delta],$$

где  $h$  – высота зуба ведущего колеса; $r_{ц}$  – радиус цевки звена гусеницы; $S$  – величина зазора между витками предварительно сжатой пружины амортизационно-натяжного механизма; $m$  – полное число витков пружины амортизационно-натяжного механизма; $f_1$  – провисание гусеничной цепи в статике на  $i$ -том участке; $l_i$  – расстояние между опорами  $i$ -того участка гусеницы; $\Delta$  – линейная постоянная, характеризующая степень упругости гусеничной цепи и поджатия опорных катков, выбранная в пределах 2,5...9 мм (определяется опытным путем).

(19) UA (11) 6907

(13) C1

Изобретение относится к области машиностроения и может быть использовано в гусеничных транспортных средствах многоцелевого назначения.

В качестве прототипа выбран гусеничный движитель, который содержит ведущие и направляющие колеса, опорные катки и поддерживающие ролики, охватывающие их гусеничные цепи, амортизационно-натяжные механизмы гусеничных цепей, включающие гидроцилиндры натяжения и предварительно сжатые пружины. Величина деформации амортизационно-натяжных ме-

ханизмов из условия выхода гусеничной цепи из зацепления с зубьями ведущих колес.

Недостатком этой известной конструкции является то, что в режиме срабатывания амортизационно-натяжного механизма между ведущим колесом и последним опорным катком образуется большое провисание гусеничной цепи, так называемый "мешок", что приводит к проскальзыванию гусеничной цепи по зубьям ведущего колеса и выходу из зацепления с ним. Это явление сопровождается большими ударными нагрузками на детали ходовой системы и

трансмиссии так как после выхода из вершины зубьев, цевки звеньев верхней натянутой ветви гусеничной цепи возвращаются во впадины ведущего колеса под воздействием полностью сжатой пружины амортизатора. Кроме того, при повороте транспортного средства возможно соскакивание гусеничной цепи.

Таким образом, упругий ход  $S$  направляющего колеса, выбранный из условия выхода гусеничной цепи из зацепления с зубьями ведущего колеса в режиме срабатывания амортизационно-натяжного механизма способствует снижению надежности деталей ходовой системы и трансмиссии, соскакиванию гусеничной цепи и, как следствие, снижению надежности зацепления гусеничной цепи с ведущим колесом.

Кроме того, пружины амортизационно-натяжных механизмов, обеспечивающие величину упругого хода по формуле (1), имеют большие массу и габариты

Целью изобретения является повышение надежности работы гусеничного движителя и снижение металлоемкости за счет обеспечения надежного зацепления гусеничной цепи с ведущим колесом в режиме срабатывания амортизационно-натяжного механизма.

Поставленная цель достигается благодаря тому, что в гусеничном движителе транспортного средства, содержащем ведущие и направляющие колеса, опорные катки и поддерживающие ролики, охватывающие их гусеничные цепи, амортизационно-натяжные механизм гусеничных цепей, включающие гидроцилиндры натяжения и предварительно сжатые пружины, согласно изобретению, зуб ведущего колеса выполнен с высотой, определяемой по формуле:

$$h - r_{ц} = \frac{1}{\pi} [2S(m-1) + \frac{8}{3} \sum_{i=1}^n \frac{f_i^2}{l_i} + 2 \Delta] \quad (2)$$

где  $h$  – высота зуба ведущего колеса;

$r_{ц}$  – радиус цевки звена гусеницы;

$S$  – величина зазора между витками предварительно сжатой пружины амортизационно-натяжного механизма;

$m$  – полное число витков пружины амортизационно-натяжного механизма;

$f_i$  – провисание гусеничной цепи на  $i$ -том участке;

$l_i$  – расстояние между опорами  $i$ -того участка гусеницы;

$\Delta$  – линейная постоянная, характеризующая степень упругости гусеничной цепи и поджатия опорных катков, выбранная в пре-

делах 2.5...9 мм (определяется опытным путем).

В отличие от известных технических решений, в предложенном гусеничном движителе транспортного средства величина суммы зазоров между витками пружины амортизационно-натяжного механизма, определяющая упругий ход направленного колеса, уменьшена на величину радиуса цевки звена гусеницы и линейной постоянной, выбранной в пределах 2.5...9 мм, что позволяет предотвратить проскальзывание гусеничной цепи по зубьям ведущего колеса и возникновение ударных нагрузок на детали ходовой системы и трансмиссии при движении в режиме срабатывания амортизационно-натяжного механизма.

Техническая сущность и принцип действия предложенного гусеничного движителя транспортного средства поясняется чертежом, на котором изображены:

на фиг. 1 – схема гусеничного движителя;

на фиг. 2 – зацепление гусеничной цепи с ведущим колесом в режиме срабатывания амортизационно-натяжного механизма.

Гусеничный движитель состоит из ведущих 1 и направляющих 2 колес, опорных катков 3, поддерживающих роликов 4, гусеничных цепей 5 и 7. Гусеничная цепь 5 по всему своему обводу образует в статике участки провисания, расстояния по опорам которых равны: между передним опорным катком 3 и направляющим колесом 2–1<sub>1</sub>, между направляющим колесом 2 и передним поддерживающим роликом 4–1<sub>2</sub>, между передним и задним поддерживающими роликами 4–1<sub>3</sub>, между задним поддерживающим роликом 4 и ведущим роликом 1–1<sub>4</sub> и между ведущим колесом 1 и задним опорным катком 3–1<sub>5</sub>.

Предложенный гусеничный движитель работает следующим образом. При движении транспортного средства по неровности пути, в условиях намерзания льда на беговые дорожки гусеницы и ободья ведущих и направляющих колес, как показывает расчет и опыт эксплуатации, компенсация распора обвода гусеничной цепи осуществляется в основном за счет спрямления провисающих ее участков. В динамике указанные провисания могут временно перемещаться до одного участка на другой в зависимости от рода движения, но их суммарная величина равна сумме провисаний в статике. Освобождаемую за счет провисаний длину гусеничной цепи можно определить по формуле:

$$\sum_{i=1}^n (S_i - l_i) = \frac{8}{3} \sum_{i=1}^n \frac{f_i^2}{l_i} \quad (4)$$

где  $S_1$  — длина провисающего участка гусеничной цепи между соответствующими опорами, равная длине цепной линии на этих участках;

$l_1$  — расстояние между опорами 1-го участка гусеницы;

$f_1$  — провисание гусеничной цепи на 1-ом участке;

При проектировании гусеничного движителя принимается

$$f_2 = \left( \frac{1}{16} - \frac{1}{20} \right) l_1 \quad (5)$$

При попадании же посторонних предметов между ведущим 1 или направляющим 2 колесами и гусеничной цепью или преодолении сосредоточенного препятствия дальнейшая компенсация длины гусеничного обвода происходит за счет деформации предварительной сжатой пружины амортизационно-натяжного механизма, дающей возможность перемещения направляющего колеса 2, величина которой определяется как сумма зазоров между ее витками.

В конце упругого хода направляющего колеса 2 достигает своего максимального значения деформация гусеничной цепи 5 и поджатия опорных катков 3, которую можно представить в виде линейной постоянной выбранной в пределах 2,5...9 мм (см. Попов Е. Г. Параметры амортизационно-натяжного устройства, обеспечивающие надежную работу кодовой системы с металлической гусеницей, Труды НАТИ, выпуск 256, Москва, 1978, с. 32, табл. 1). Для каждой конкретной конструкции кодовой системы она определяется опытным путем и зависит от нагрузок, действующих в гусеничном обводе, и геометрических параметров его деталей.

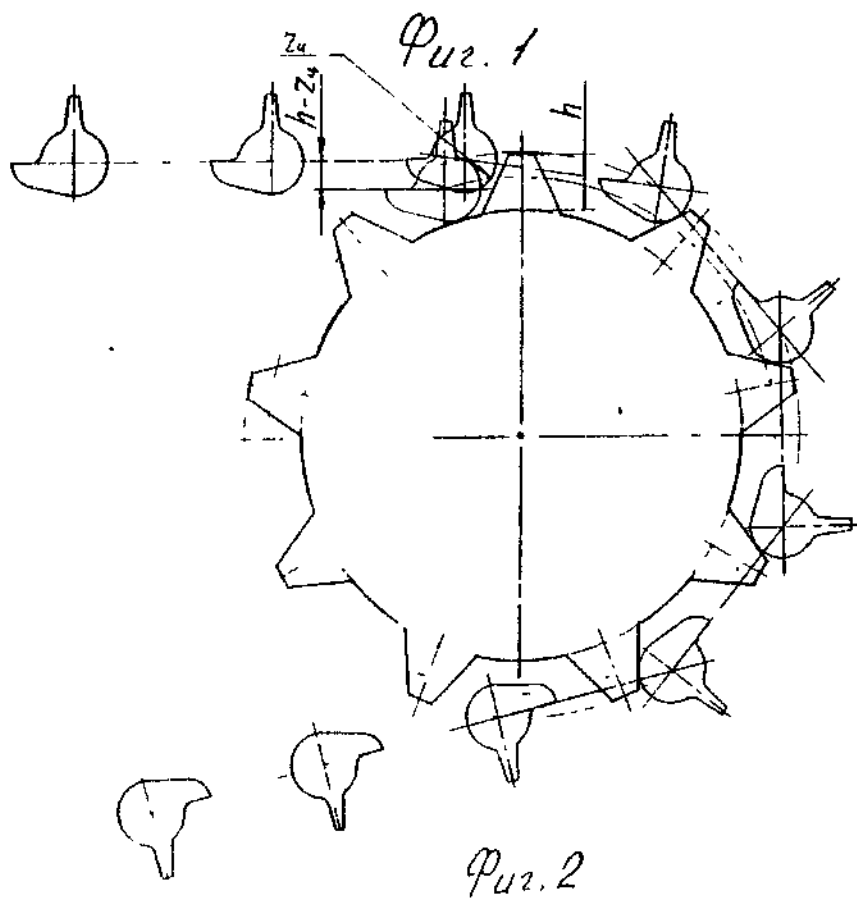
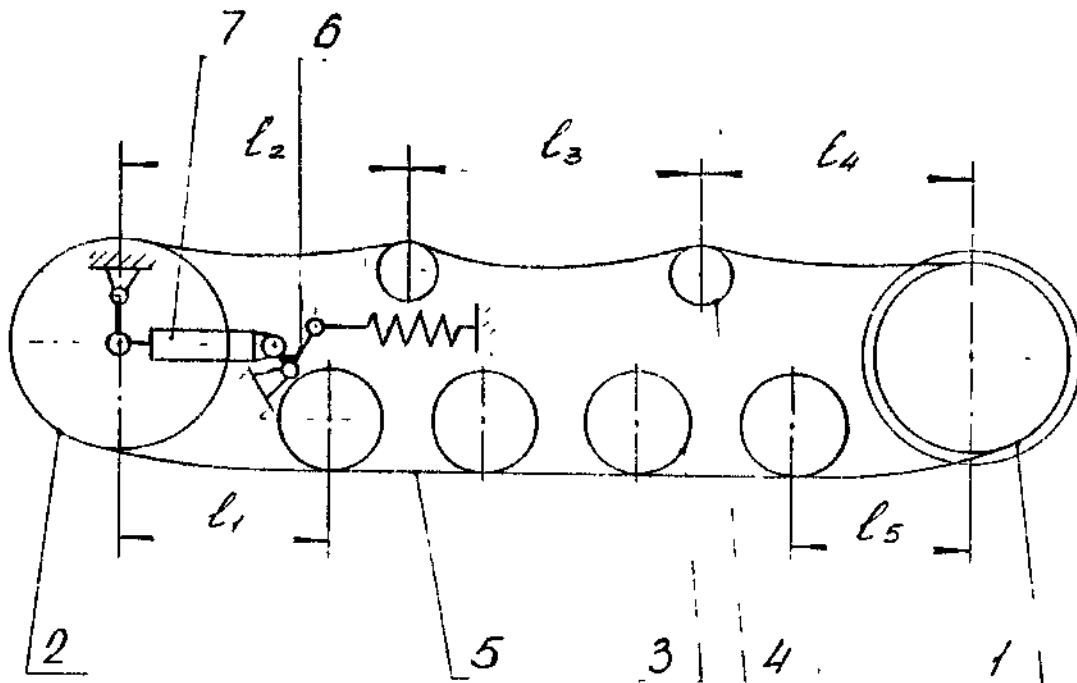
При этом, суммарная величина зазоров между витками пружины по заявляемому изобретению должна быть ограничена таким образом, чтобы не допустить проскакивание цевок звеньев гусеничной цепи по вершинам зубьев ведущего колеса. Желаемый эффект достигается путем уменьшения радиуса окружности, на которую выходят

центры цевок звеньев гусеничной цепи при срабатывании амортизационно-натяжного механизма, на величину радиуса цевки гусеницы  $r_{ц}$ . Если в режиме обычного рабочего зацепления цевки звеньев укладываются по окружности впадин между зубьями ведущего колеса, то для проскакивания цевок звеньев по вершинам зубьев необходим их выход на окружность вершин зубьев, т. е. на окружность, радиус которой больше радиуса окружности впадин на величину высоты зуба  $h$  ведущего колеса, а для предотвращения такого проскакивания на величину  $(h - r_{ц})$ .

Таким образом, повышение надежности гусеничного движителя предлагается достигнуть ограничением величины упругого хода направляющего колеса таким ее значением, которое предотвращает проскакивание гусеничной цепи по вершинам зубьев ведущего колеса и возникновение при этом ударных нагрузок на детали ходовой системы и трансмиссии трактора. Кроме того, с уменьшением упругого хода направляющего колеса существенно уменьшаются габариты и масса пружин амортизационно-натяжного механизма. Все это доказывает соответствие заявляемого технического решения критерию "положительный эффект".

В аварийных же ситуациях движения транспортного средства, когда упругого хода направляющего колеса не хватает, для ограничения растягивающих гусеничную цепь нагрузок, или для прекращения воздействия силы удара на детали амортизационно-натяжного механизма, срабатывает предохранительный клапан его гидроцилиндра 7 (клапан на чертеже не показан).

Технико-экономические преимущества заявляемого гусеничного двигателя заключается в повышении надежности зацепления гусеничной цепи с ведущим колесом в режиме срабатывания амортизационно-натяжного механизма, в повышении долговечности узлов и деталей ходовой системы и трансмиссии, в существенном уменьшении габаритов и массы пружин амортизационно-натяжного механизма.



Упорядник С.Лаврентьев Техред М.Моргентал Коректор С.Патрушева

Замовлення 4505

Тираж

Підписне

Державне патентне відомство України,  
254655. ГСП, Київ-53 Львівська пл., 8

Виробничо-видавничий комбінат "Патент", м. Ужгород, вул. Гагаріна, 101