



УКРАЇНА

(19) UA (11) 17943 (13) A

(51) B 62 D 5/06

ДЕРЖАВНЕ
ПАТЕНТНЕ
ВІДОМСТВООПИС ДО ПАТЕНТУ
НА ВИНАХІДбез проведення експертизи по суті
на підставі Постанови Верховної Ради України
№ 3769-XII від 23 XII 1993 рПублікується
в редакції заявника(54) РУЛЬОВИЙ МЕХАНІЗМ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ВМОНТОВАНИМ ПІДСИЛЮВА-
ЧЕМ

1

(21) 96103820
(22) 07.10.96
(24) 03.06.97
(46) 31.10.97, Бюл. № 5
(47) 03.06.97(72) Підгаєцький Михайло Матвійович,
Біленко Сергій Михайлович, Біляковський
Роман Павлович, Гінцбург Леонід Ле-
онідович, Богославцев Володимир Іванович,
Поветкін Сергій Михайлович(73) Кіровоградський проектно-конструктор-
сько-технологічний інститут (UA), Верисоць-
кий Володимир Михайлович (UA), Підга-
єцький Михайло Матвійович (UA)

2

(57) 1. Рулевой механизм транспортного средства со встроенным усилителем, содержащий корпус, в котором соосно размещены поршень и винт, кинематически связанные шарико-винтовой передачей, зубчатую рейку, выполненную в поршне, образующую реечную передачу с зубчатым сектором вала рулевой сошки, отличающийся тем, что в зубьях реечной передачи выполнены пазы, в которых размещен винт, при этом оси поршня и винта лежат в начальной плоскости реечной передачи.

2. Рулевой механизм по п. 1, отличающийся тем, что поверхности пазов, выполненных в зубьях рейки и зубчатого сектора, эквидистантны поверхности винта.

Изобретение относится к транспортно-
му машиностроению, в частности, к рулевым
механизмам со встроенным гидравлическим
усилителем.Наиболее близким техническим ре-
шением, выбранным в качестве прототи-
па, является рулевой механизм транс-
портного средства со встроенным усили-
телем, содержащим корпус, в котором со-
осно размещены поршень и винт, кинем-
атически связанные шарико-винтовой
передачей, зубчатую рейку, выполненную
на поршне, образующую реечную переда-
чу с зубчатым сектором вала рулевой сош-
ки. Каталог фирмы ZAHNRAD FABRIK
ФРГ, 1985).Недостатком известного рулевого меха-
низма является то, что он обладает недоста-
точной надежностью из-за наличия
опрокидывающего момента на поршне, обус-
ловленного тем, что начальная плоскость ре-
ечной передачи не совпадает с линией
действия равнодействующей гидравлических
сил, проходящей через центр давления, ко-
торый расположен на оси поршня. Это при-
водит к повышенному износу как поршня,
так и корпуса, что снижает коэффициент по-
лезного действия (КПД) рулевого механиз-
ма.В основу изобретения поставлена зада-
ча создать такой рулевой механизм транс-
портного средства со встроенным

(19) UA (11) 17943 (13) A

усилителем, в котором новое выполнение рабочего поршня и зубчатого сектора вала рулевой сошки позволило бы обеспечить повышение надежности и КПД рулевого механизма.

Поставленная задача решается тем, что в рулевом механизме со встроенным усилителем, содержащем корпус, в котором соосно размещены поршень и винт, кинематически связанные шарико-винтовой передачей, зубчатую рейку, выполненную на поршне, образующую реечную передачу с зубчатым сектором вала рулевой сошки, в зубьях реечной передачи выполнены пазы, в которых размещен винт, при этом оси поршня и винта лежат в начальной плоскости реечной передачи.

Поверхности выполненных в зубьях рейки и зубчатого сектора пазов эквидистантны поверхности винта.

Сопоставительный анализ с прототипом показывает, что заявляемый рулевой механизм транспортного средства отличается тем, что в зубьях реечной передачи выполнены пазы, в которых размещен винт, при этом оси поршня и винта лежат в начальной плоскости реечной передачи.

Поверхности, выполненных в зубьях рейки и зубчатого сектора пазов, эквидистантны поверхности винта.

Выполнение в зубьях реечной передачи пазов, в которых размещен винт, и расположение осей поршня и винта в начальной плоскости реечной передачи позволяет:

исключить опрокидывающий момент на поршне за счет совпадения линии действия равнодействующей гидравлических сил, проходящей через центр давления поршня, который совпадает с осями поршня и винта, с начальной плоскостью реечной передачи, что приводит к значительному уменьшению износа корпуса и поршня;

повысить КПД рулевого механизма за счет снижения вредных сопротивлений (сил трения).

Выполнение поверхностей пазов в зубьях рейки и зубчатого сектора, эквидистантных поверхности винта, позволяет минимально уменьшить площадь контакта зубьев рейки и сектора, что обеспечивает низкие контактные напряжения в зацеплении.

Таким образом, технический результат, получаемый при осуществлении заявляемого изобретения, выражается в уменьшении износа поршня и корпуса, снижении сил трения, повышении КПД рулевого механизма.

Сущность изобретения поясняется чертежами, где на фиг. 1 показан рулевой механизм, продольный разрез; на фиг. 2 –

поперечный разрез; на фиг. 3 – схема нагружения поршня в известной конструкции (прототип).

Рулевой механизм со встроенным усилителем содержит корпус 1, разделенный поршнем 2 на две рабочие полости 3 и 4. В корпусе 1 соосно поршню 2 установлен с возможностью вращения и без осевого перемещения винт 5, соединенный с рулевым валом (на чертеже не показан) и кинематически связанный шарико-винтовой передачей 6 с поршнем 2.

На поршне 2 выполнена зубчатая рейка 7, зубья 8 которой находятся в зацеплении с зубьями 9 зубчатого сектора 10, жестко связанным с валом 11 рулевой сошки.

В зубьях 8 зубчатой рейки 7 и зубьях 9 зубчатого сектора 10 выполнены пазы 12 и 13 соответственно, в которых размещен винт и поверхности которых эквидистантны поверхности винта 5.

На фиг. 3 и в описании введены следующие обозначения:

В – точка поршня; С – точка приложения равнодействующей гидравлических сил к поршню (центр давления); Е – ось поршня (винта); Н – начальная плоскость реечной передачи; F_1 – сила трения от переноса поршня относительно корпуса; F_2 – сила трения при скольжении поршня относительно корпуса; F_3 – сила трения в реечной передаче; L – расстояние от точки контакта рейки с зубчатым сектором до линии действия силы нормальной реакции опоры N_1 ; N_1 – сила нормальной реакции опоры от перекоса поршня относительно корпуса; N_2 – сила нормальной реакции опоры при скольжении поршня относительно корпуса; N_3 – равнодействующая сил сопротивления в реечной передаче, она же сила нормальной реакции опоры; O – точка контакта рейки с зубчатым сектором; P – равнодействующая гидравлических сил, действующих на поршень; P_r – радиальная сила в зацеплении; P_t – тангенциальная сила в зацеплении; R – расстояние от центра давления до начальной плоскости реечной передачи; Q – сила сопротивления (без учета сил трения); S – величина хода поршня; $\alpha = 25^\circ$ – угол зацепления реечной передачи.

Рассмотрим схему нагружения поршня известной конструкции, выбранной в качестве прототипа (фиг. 3).

Сила трения покоя F равна

$$F = \mu N, \quad (1)$$

где μ – коэффициент трения покоя, Сила трения скольжения F^c равна:

$$F^c = \mu^c N, \quad (2)$$

где μ^c – коэффициент трения скольжения. Так как в рассматриваемом механизме скорость перемещения поршня относительно корпуса незначительна, то принимаем $\mu = \mu^c$ (Кузьмичев В. Е. Законы и формулы физики. Киев, "Наукова думка", 1989, с. 50–51).

В нашем случае внешней силой, под действием которой поршень 2 перемещается относительно корпуса 1, является гидравлическое давление жидкости на поршень 2. Так как жидкость в полостях 3 и 4 корпуса 1 подается под давлением, то точка приложения равнодействующей P гидравлических сил (центр давления C) совпадает с осью E поршня 2.

Значит, в общем случае

$$P > \mu N \quad (3)$$

В точке O на поршень 2 действует опрокидывающий момент M , равный

$$M = P \cdot R \quad (4)$$

Запишем условие равновесия поршня 2 относительно точки O :

$$\sum M(O) = 0; PR + N_1 L = 0 \quad (5)$$

При работе рулевого механизма в нем возникают вредные сопротивления от сил трения, обусловленные наличием опрокидывающего момента – сила F_1 ; скольжением поршня 2 относительно корпуса 1 – сила F_2 ; наличием зубчатого зацепления – сила F_3 .

Эти вредные сопротивления ведут к снижению КПД механизма и повышают износ трущихся поверхностей корпуса 1 и поршня 2.

Проанализируем формулу (5).

Параметр P является расчетным и изменению не подлежит. Длина поршня 2 также является расчетной и изменению не подлежит.

Уменьшить вредное сопротивление путем уменьшения сил трения F_2 и F_3 не представляется возможным.

Уменьшения силы F_1 можно добиться уменьшением расстояния R . В случае, когда $R = 0$, т. е. центр давления C , а значит, и оси поршня 2 и винта 5 лежат в начальной плоскости H реечной передачи, опрокидывающий момент равен нулю, то F_1 тоже равна нулю, что позволяет уменьшить вредные сопротивления.

КПД механизма определяется по формуле:

$$\eta = \frac{A_n}{A_z} = \frac{A_z - A_v}{A_z} = 1 - \frac{A_v}{A_z}, \quad (6)$$

где η – КПД механизма;

A_n – полезная работа;

A_z – затраченная работа;

A_v – работа вредных сопротивлений;

(Мовнин М. С. и др. Основы технической механики. Л., "Машиностроение", 1990, с. 157).

Величина работы определяется по формуле

$$A = F \cdot S, \quad (7)$$

где A – затраченная работа;

F – сила, действующая на тело;

S – перемещение, совершаемое телом.

(Лободюк В. А. и др. Справочник по элементарной физике. Киев, "Наукова думка", 1978, с. 80).

Как указывалось выше, вредные силы сопротивления обусловлены силами трения F_1 , F_2 и F_3 .

В данном случае, с учетом формулы (1), силы трения равны

$$F_1 = \mu N_1, \quad (8)$$

$$F_2 = \mu N_2, \quad (9)$$

$$F_3 = \mu N_3. \quad (10)$$

С учетом формулы (5)

$$F_1 = \mu P \frac{R}{L}. \quad (11)$$

Сила N_2 является реакцией опоры, от радиальной силы, действующей в зацеплении.

$$N_2 = P_r = P \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (12)$$

Тогда

$$F_2 = \mu P \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (13)$$

Сила N_3 расположена вдоль линии зацепления реечной передачи и является равнодействующей сил P_r и P_T , поэтому

$$N_3 = P \frac{1}{\cos \alpha}. \quad (14)$$

С учетом выражения (14) имеем

$$F_3 = \mu P \frac{1}{\cos \alpha} \quad (15)$$

Работа сил трения (вредных сил сопротивления) равна

$$A_2 = (F_1 + F_2 + F_3)S \quad (16)$$

или с учетом формул (11), (13) и (15)

$$A_2 = \mu PS \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) \quad (17)$$

Тогда затраченная работа A_3 равна:

$$A_3 = \mu PS \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + PS \quad (18)$$

или

$$A_3 = PS \left[\mu \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + 1 \right] \quad (19)$$

Подставляем значения A_2 и A_3 в формулу (6) для определения КПД:

$$\eta = 1 - \frac{\mu PS \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right)}{PS \left[\mu \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + 1 \right]} \quad (20)$$

После упрощений получаем:

$$\eta = 1 - \frac{\mu \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right)}{\left[\mu \left(\frac{R}{L} + \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + 1 \right]} \quad (21)$$

Данная формула позволяет определить КПД с учетом всех вредных сил сопротивления.

При совпадении центра давления S с начальной плоскостью H реечной передачи, т. е. при $R = 0$, что имеет место в заявляемом рулевом механизме, формула (21) примет вид:

$$\eta = 1 - \frac{\mu \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right)}{\mu \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right) + 1} \quad (22)$$

Из выражения (22) видно, что в рулевом механизме, в котором отсутствует опрокидывающий момент, т. е. $R = 0$, КПД механизма изменится.

Для сравнительной оценки значений КПД у рулевого механизма с наличием опрокидывающего момента и без него примем ряд допущений.

1. КПД рулевого механизма без опрокидывающего момента на поршне определяется из выражения

$$\eta_1 = \eta_n \cdot \eta_{цл} \quad (23)$$

где η_n — КПД реечной передачи

$\eta_n = 0,96$ (Решетов Д. Н. Детали машин. М., "Машиностроение", 1989, с. 199);

10 $\eta_{цл}$ — КПД гидроцилиндра

$\eta_{цл} = 0,93$ (Станочные приспособления. Справочник. Том I. Под ред. Б. Н. Вардашкина и др., М., "Машиностроение", 1984, с. 471).

Таким образом:

$$\eta_1 = 0,96 \cdot 0,93 = 0,893 \quad (24)$$

Подставив значение η_1 в формулу (22), определим среднее значение коэффициента трения рулевого механизма

$$\mu = \frac{1}{\frac{1}{1 - \eta_1} - \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{\cos \alpha} \right)} \quad (25)$$

25

2. Примем следующие значения параметров в выражениях (21) и (22):

$$R = 1,0$$

$$L = 1,0$$

30

$\mu = 0,08$ — усредненный коэффициент трения рулевого механизма, определенный по формуле (25).

С учетом принятых допущений 1 и 2 определим КПД рулевого механизма с наличием опрокидывающего момента на поршне по формуле (21).

35

$$\eta_2 = 1 - \frac{0,08(1 + 0,466 + 1,04)}{0,08(1 + 0,466 + 1,04) + 1} = 0,834 \quad (26)$$

Таким образом, потери КПД от изгибающего момента на поршне составят:

$$\Delta \eta = \eta_1 - \eta_2 = 0,893 - 0,834 = 0,059 \quad (27)$$

или 5,9%.

50

Рулевой механизм работает следующим образом.

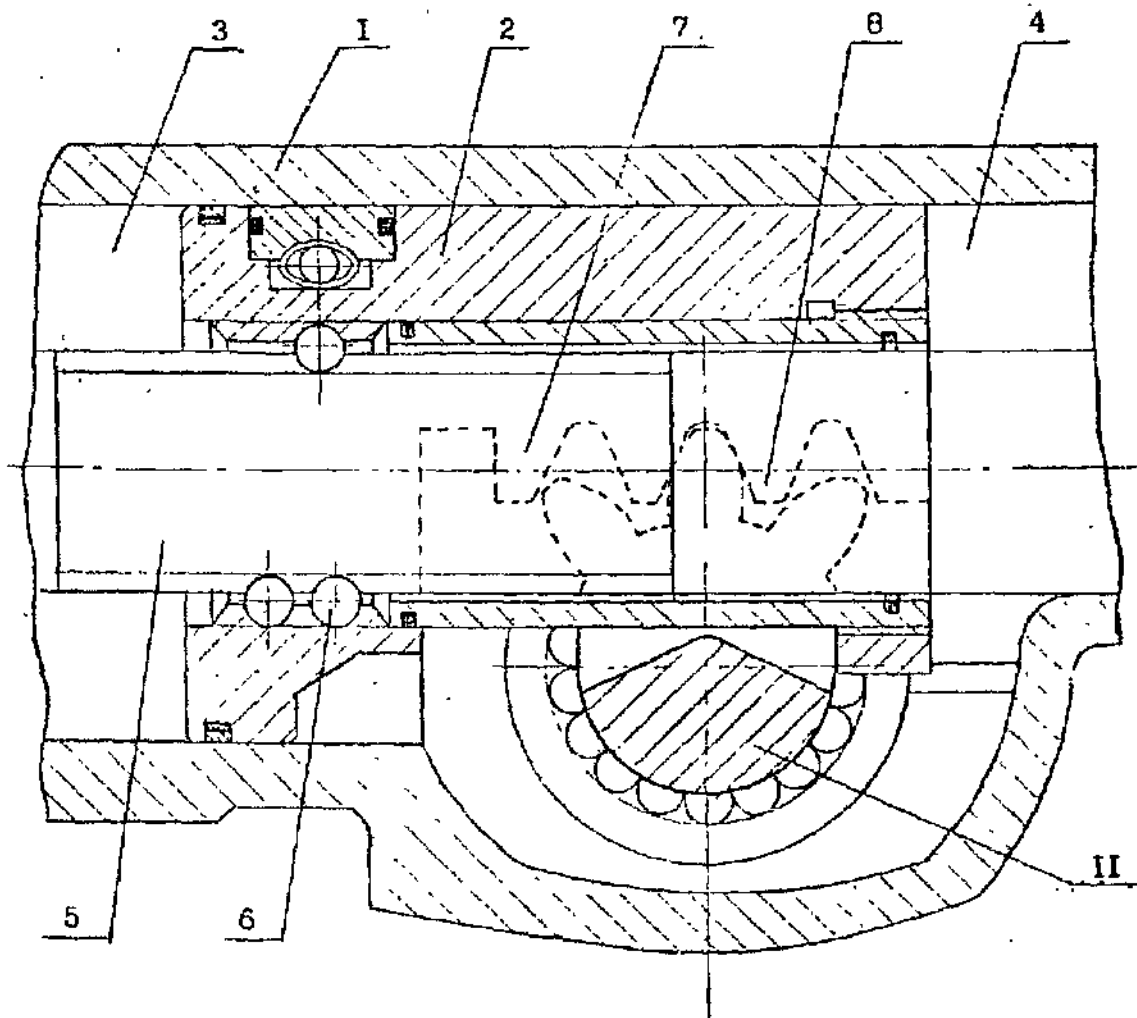
55

При вращении рулевого колеса автомобиля происходит поворот рулевого вала с винтом 5 и ротора распределителя, относительно неподвижных под усилием сопротивления повороту колес автомобиля. Угловое перемещение ротора распределителя определяет направление движения рабочей жидкости, подаваемой к рабочим полостям 3 или 4 корпуса 1.

Вследствие этого происходит перемещение поршня 2 в том или ином направлении и, следовательно, угловое перемещение зубчатого сектора 10, который, поворачивая вал 11 рулевой сошки, управляет поворотом колес автомобиля. Движение поршня 2 создает вращение винта 5 в направлении, обратном начальному, благодаря чему гильза распределителя возвращается в первоначальное относительно ротора положение, т. е. в нейтральное положение.

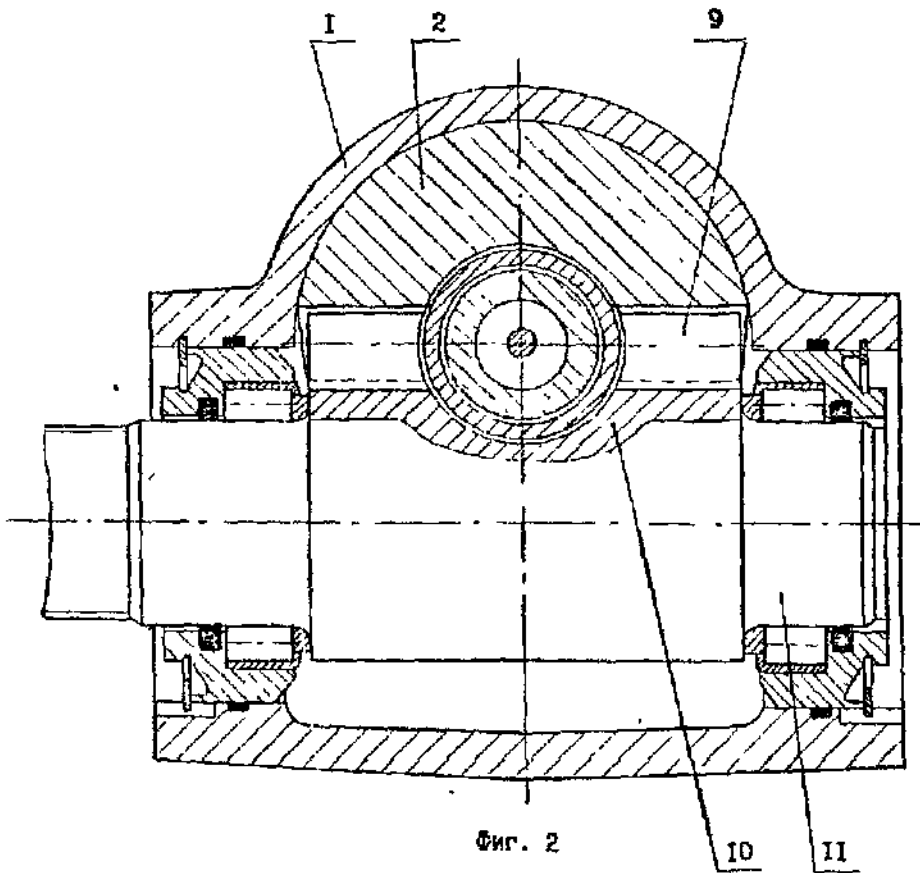
Преимуществом предлагаемого рулевого механизма является то, что оси поршня и винта лежат в начальной плоскости реечной передачи, а это позволяет уменьшить силы трения в механизме и, как следствие, износ трущихся поверхностей поршня и корпуса, что повышает надежность рулевого механизма.

Другим преимуществом является повышение КПД механизма, которое составляет 5,9%.

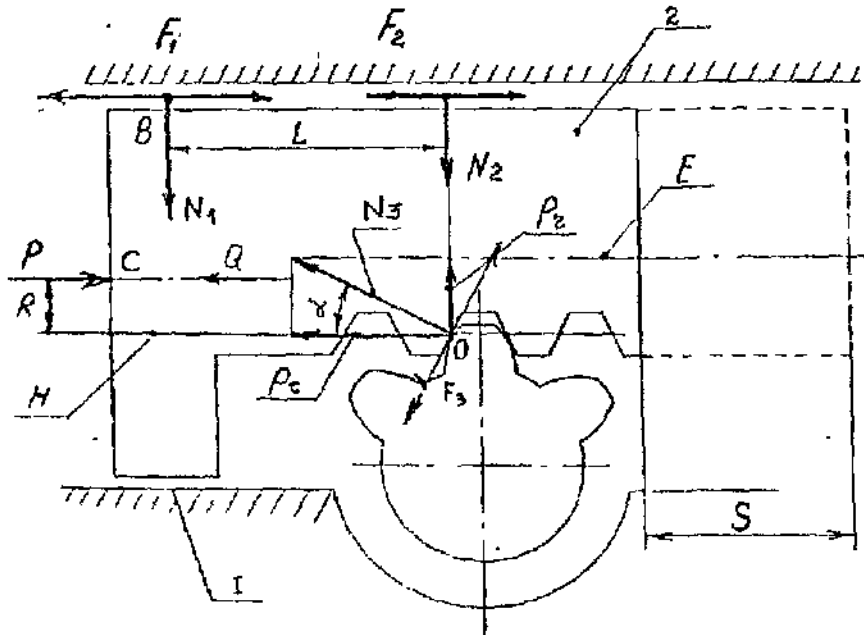


Фиг. I

17943



Фиг. 2



Фиг. 3

Упорядник

Техред Н.Румянцева

Коректор Н. Король

Замовлення 4258

Тираж

Підписне

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

Відкрите акціонерне товариство "Патент", м. Ужгород, вул. Гагаріна, 101