

УДК 622.647

А. Абдукаримов, Г.А. Бахадиров, А.А. Ризаев, И.Х. Сайдакулов

ИМСС, АНРУЗ, г. Ташкент, Узбекистан

Тел./факс: +8(998 71) 262-71-52; 262-73-55; E-mail: instmech@rambler.ru

О НОВОМ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОМ ПЕРЕДАТОЧНОМ МЕХАНИЗМЕ

В статье речь идет о передаточных механизмах валковых машин, кратко изложено устройство и принцип работы изобретенного авторами нового зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма и его модификаций. Проведен анализ вновь разработанного механизма. Выведены формулы для определения кинематических параметров характерных точек звеньев этого механизма. Доказано, что постоянство передаточного отношения разработанного зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма не зависит от изменения межосевого расстояния рабочих валов. Показаны преимущества этого механизма перед существующими аналогами.

Ключевые слова: валковая машина, механизм, дифференциальный механизм, зубчато-рычажный механизм, синхронность, кинематика, динамика.

1. Введение

Валковые машины различного назначения широко применяются в машиностроительной, металлургической, сельскохозяйственной, легкой, текстильной, кожевенной, бумагоделательной и т.д. промышленностях. В подавляющем большинстве валковых машин во время выполнения технологического процесса в силу технологического и агротехнического требования межосевое расстояние рабочих валов меняется [1,2,3]. Межвалковые передаточные механизмы таких валковых машин, передающий крутящий момент от одного рабочего вала к другому рабочему валу, должны обеспечить, кроме прочих условий, одно главное условие - вращения рабочих валов одинаковой по величине и по направлению линейных скоростей точки контакта этих рабочих валов с обрабатываемым материалом, как при постоянной, так и при изменяющимися межосевом расстоянии рабочих валов. Однако, передаточные механизмы некоторых технологических машин, применяемых в различных отраслях народного хозяйства, не в полной мере обеспечивают это условие.

Например, зубчато-рычажный механизм передачи машины для обработки стеблей луба и кенафа [1], зубчато-рычажный механизм передачи, применяемый в уборочном аппарате хлопкоуборочной машины, зубчатый механизм передачи, применяемый в отжимной машине ВОПМ-1800-К, зубчато-рычажный механизм передачи, применяемый в тянульно-мягчильной машине ТМПХ-1800-К, цепной механизм передачи отжимной машины фирмы "Свит" [2], которые предназначены для передачи крутящего момента с одного рабочего вала на другой с постоянным передаточным числом обеспечивают постоянство передаточного отношения только при постоянном межосевом расстоянии рабочих валов, а в момент изменения межосевого расстояния, передаточное отношение меняется, что приводит к нарушению выполнения агротехнических и технологических требований предъявленных к этим машинам. Такие нарушения, в конечном счете, приведут к ухудшению качества обрабатываемого материала, иногда к их порчи, также к снижению производительности и уменьшению долговечности машин [1, 3].

Таких примеров множество. Такие недостатки в проектировании допущены из-

за недостаточной исследованности валковых технологических машин и их исполнительных механизмов в целом, межвалковых передаточных механизмов в частности, а также из-за отсутствия методов структурного, кинематического, динамического анализа и синтеза этих передаточных механизмов [4].

В предыдущей работе [5] нами было анализирован один тип зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма использованный в одной из вышеуказанных валковых машинах и были показаны недостатки, которые заложены в конструкции передаточного механизма этой валковой машины. Также были указаны, возможности полезного применения этого недостатка в других валковых машинах.

2. Цель, основное содержание и результаты работы

С целью устранения вышеуказанных недостатков заложенных в механизмах передачи существующих валковых машин, где синхронность вращения рабочих валов в момент выполнения технологического процесса является обязательным, нами разработан четырехколесный зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм [6], обеспечивающий равную линейную скорость поверхностей этих рабочих валов независимо от изменения их межосевого расстояния, т.е. обеспечивающий синхронность вращения рабочих валов не зависимо от изменения их межосевого расстояния. Модификация разработанного передаточного механизма может применяться в различных конструкциях валковых машин, когда один рабочий вал имеет возможность двигаться относительно второго вала или оба рабочих вала имеют возможность двигаться относительно некоторого центра, также в случаях, когда центры вращения двигающихся рабочих валов имеют прямолинейную или дугообразную траекторию движения относительно произвольного центра.

На рис. 1 показана структурно-кинематическая схема валковой машины с разработанным передаточным механизмом.

Машина состоит из двух рабочих валов 1 и 2 имеющих покрытия 3 и 4. Верхний рабочий вал имеет возможность вращаться вокруг собственной оси (O_4) и перемещаться вертикально по линии, проходящей по оси двух рабочих валов, а нижний рабочий вал установлен на стойке 0 и имеет возможность вращаться вокруг собственной оси. На выходных концах рабочих валов 1 и 2 жестко закреплены зубчатые колеса 5 и 6

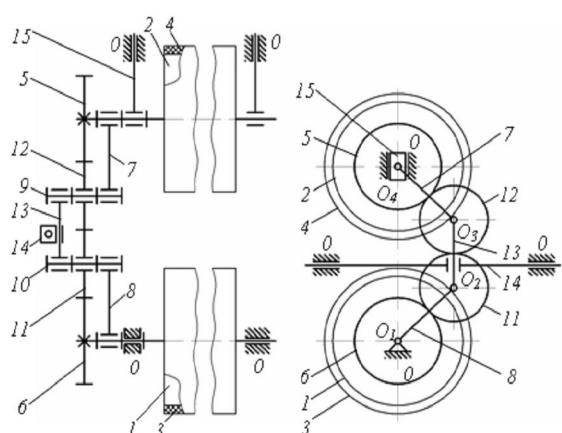


Рис. 1. Структурно – кинематическая схема валковой машины с зубчато – рычажным дифференциальным передаточным механизмом. 1,2 – рабочие валы; 3,4 – покрышки рабочих валов; 5 – ведомое зубчатое колесо; 6 – ведущее зубчатое колесо; 7,8,13 – рычаги; 9,10 – оси промежуточных зубчатых колес; 11,12 – промежуточные зубчатые колеса; 14,15 – ползуны

и шарнирно установлены рычаги 7 и 8 являющиеся опорами для осей 9 и 10. На осях 9 и 10 свободно установлены промежуточные зубчатые колеса 11 и 12. Оси 9 и 10 между собой шарнирно связаны рычагом 13. Зубчатые колеса 6, 11, 12, 5 между собой последовательно контактируют-ся.

Рычаг 13 связан со стойкой с помощью ползуна 14

таким образом, что во время работы механизма ползун *14* движется по горизонтали относительно стойки, а рычаг *13* движется плоскопараллельно, оставаясь всегда параллельным линии O_1O_4 .

На рис. 2 показана схема модификации выше описанного передаточного механизма для валковых машин, когда оба рабочих вала имеют возможность симметрично двигаться по линии, проходящей через собственные оси вращения.

На рис. 3 показана схема модификации того же механизма для валковых машин, когда оба рабочих вала двигаются симметрично относительно симметричных произвольных центров. В случаях, показанных на рисунках 2 и 3 ползун *14* жестко связан с рычагом *13* по его центру.

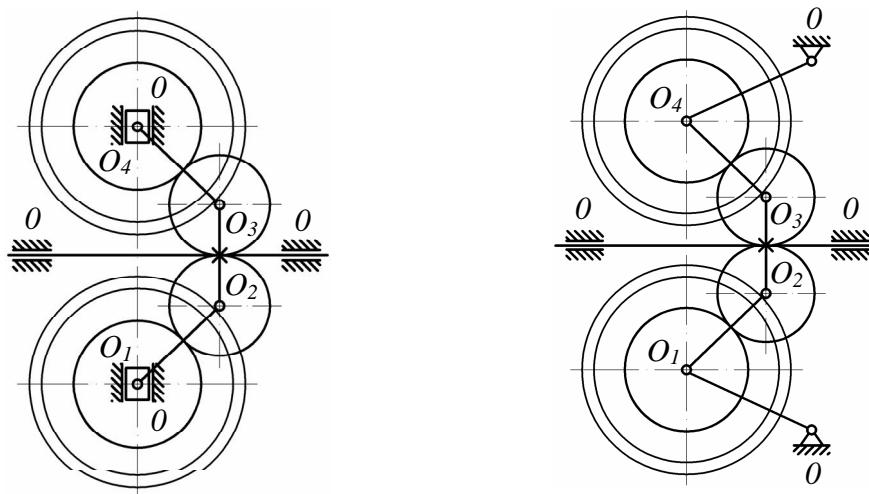


Рис. 2. Структурно – кинематическая схема зубчато – рычажного дифференциального механизма для валковых машин с симметричным движением рабочих валов

Рис. 3. Структурно – кинематическая схема зубчато – рычажного дифференциального механизма для валковых машин с симметричным движением рабочих валов относительно произвольного симметричного центра

Кинематический анализ вышеописанного механизма выполнен с целью определения угловых и линейных скоростей и ускорений звеньев механизма в зависимости от угловой скорости и ускорения ведущего звена (зубчатое колесо *6*) и линейной скорости и ускорения центра вращения ведомого звена (зубчатое колесо *5*), а также для доказательства равенства линейных скоростей поверхностей рабочих валов в точках контакта этих валов с обрабатываемым материалом.

В механизмах, показанных на рисунках 1, 2, 3 диаметры ведущих и ведомых зубчатых колес и паразитных зубчатых колес попарно равны или диаметры всех зубчатых колес между собой равны. Таким образом, рассматриваемые нами передаточные механизмы являются частными случаями некоторого обобщенного передаточного механизма. Синхронное вращение рабочих валов *1* и *2* в момент изменения межосевого расстояния рабочих валов выполняется при условии $d_1 = d_4$, $d_2 = d_3$ и при плоскопа-

ралльном движении рычага O_2O_3 относительно линии проходящий через точки O_1 и O_4 (рис. 4).

Закон движения ползуна определяется уравнением колебаний зависящий от изменения толщины обрабатываемого материала, которую будем считать заданными $y_{O_4}(t)$. Также известными являются угловая скорость $\omega_1(t)$ и ускорение $\varepsilon_1(t) = \dot{\omega}_1(t)$ ведущего зубчатого колеса (рис. 5). Поскольку рычаг O_2O_3 перемещается плоскоперпендикулярно, то скорости и ускорения точек O_2 и O_3 между собой равны

$$\bar{V}_{o_2} = \bar{V}_{o_3}; \bar{a}_{o_2} = \bar{a}_{o_3}, \quad (1)$$

а угловая скорость рычага равна нулю $\omega_{o_2o_3} = 0$.

Определяем скорости и ускорения точек O_2 и O_3 (рисунок 5).

Учитывая, что $\dot{V}_{o_4} = \dot{y}_{o_4}$, $\ddot{a}_{o_4} = \ddot{y}_{o_4}$ и рычаги O_1O_2 и O_3O_4 составляют с осью Oy равные углы $\alpha(t)$, также $\omega_{o_1o_2} = \dot{\alpha}$, $\varepsilon_{o_1o_2} = \ddot{\alpha}$,

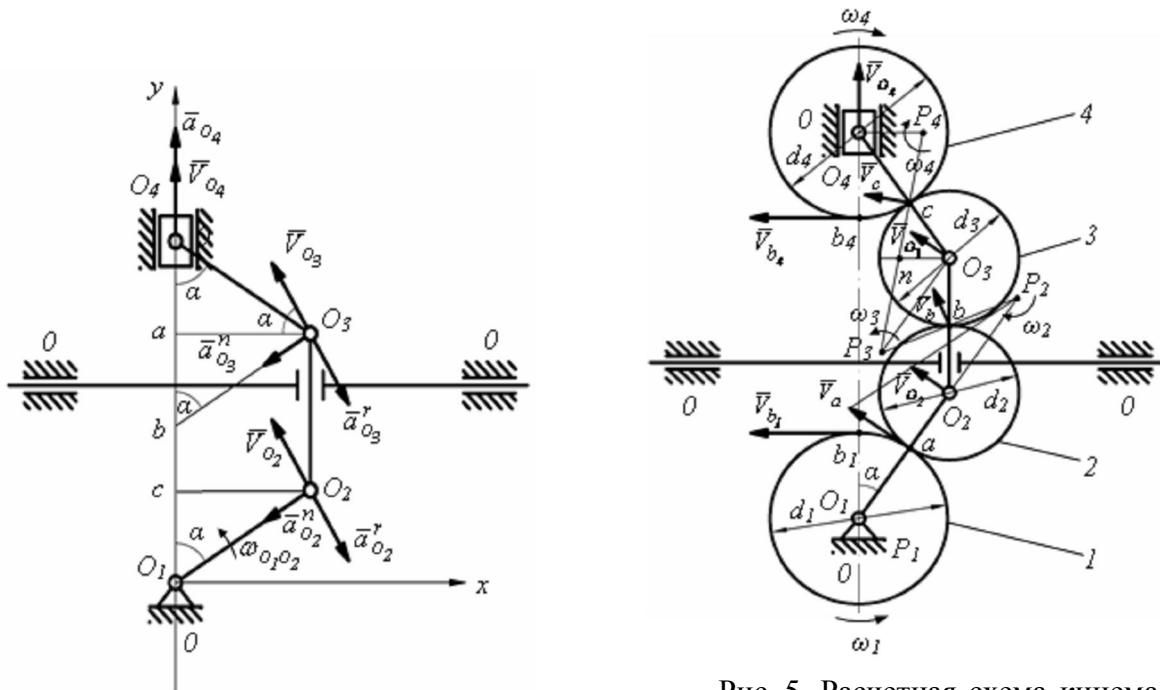


Рис. 4. Расчетная схема для определения скоростей и ускорений характерных точек рычажного контура

Рис. 5. Расчетная схема кинематики зубчато – рычажного механизма. 1,4 – ведущее и ведомое; 2,3 – паразитные зубчатые колеса

$$O_1O_2 = O_3O_4 = \frac{d_4 + d_3}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}, \cos \alpha = \frac{aO_4}{O_3O_4} = \frac{cO_1}{O_1O_2} = \frac{cO_4}{d_1 + d_2},$$

$$\sin \alpha = \frac{aO_3}{O_3O_4} = \frac{aO_3}{d_1 + d_2}, \quad cO_1 = aO_4, \quad ac = r_2 + r_3 = 2r_2, \quad y_{O_4} = cO_1 + ac + aO_4,$$

имеем

$$\cos \alpha = \frac{y_{o_4} - d_2}{d_1 + d_2}, \quad \alpha = \arccos \left(\frac{y_{o_4} - d_2}{d_1 + d_2} \right), \quad (2)$$

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{A}}{d_1 + d_2}, \quad \alpha = \arcsin \left(\frac{\sqrt{A}}{d_1 + d_2} \right), \quad (3)$$

где

$$A = 2d_1 \left(\frac{d_1}{2} + d_2 \right) - y_{o_4} (y_{o_4} - 2d_2). \quad (4)$$

Продифференцировав (2) получим угловую скорость и ускорение рычага O_1O_2 ($\omega_{o_1o_2} = \dot{\alpha}$, $\varepsilon_{o_1o_2} = \ddot{\alpha}$)

$$\omega_{o_1o_2} = -\frac{\dot{y}_{o_4}}{(d_1 + d_2) \sin \alpha} = -\frac{\dot{y}_{o_4}}{\sqrt{A}}. \quad (5)$$

Знак минус в формуле (5) указывает, что рычаг O_1O_2 вращается против часовой стрелки, а ω_1 по часовой стрелке, при этом угол α уменьшается.

$$\varepsilon_{o_1o_2} = -\frac{1}{A\sqrt{A}} \left[A\ddot{y}_{o_4} + \dot{y}_{o_4}^2 (y_{o_4} - d_2) \right]. \quad (6)$$

Далее из рисунка 4 определяется скорость точки O_2

следовательно,

$$V_{o_2} = |\omega_{o_1o_2}| \cdot O_1O_2, \quad V_{o_2} = \frac{\dot{y}_{o_4}}{\sqrt{A}} \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right). \quad (7)$$

Ускорения точки O_2 определяется как сумма нормального и тангенциального ускорений $\bar{a}_{o_2} = \bar{a}_{o_2}^n + \bar{a}_{o_2}^t$, нормальное ускорение направляется к центру соответствующей окружности, касательное ускорение направляется против или по скорости в зависимости от $a_{o_2}^t > 0$ или $a_{o_2}^t < 0$,

где $\bar{a}_{o_2}^n = \omega_{o_1o_2}^2 \cdot O_1O_2$, $\bar{a}_{o_2}^t = \varepsilon_{o_1o_2} \cdot O_1O_2$, следовательно

$$\bar{a}_{o_2}^n = \frac{1}{A} \dot{y}_{o_4}^2 \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right), \quad (8)$$

$$\bar{a}_{o_2}^t = -\frac{d_1 + d_2}{2A\sqrt{A}} \left[\dot{y}_{o_4}^2 (y_{o_4} - d_2) + A\ddot{y}_{o_4} \right]. \quad (9)$$

В силу формулы (1), (7) и (8)

$$V_{o_3} = \frac{\dot{y}_{o_4}}{\sqrt{A}} \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right), \quad (10)$$

$$a_{o_3}^n = a_{o_2}^n = \frac{1}{A} \dot{y}_{o_4}^2 \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right), \quad (11)$$

$$a_{o_3}^t = a_{o_2}^t = -\frac{d_1 + d_2}{2A\sqrt{A}} \left[\dot{y}_{o_4}^2 (y_{o_4} - d_2) + A\ddot{y}_{o_4} \right]. \quad (12)$$

В зависимости от направления $a_{o_2}^t = a_{o_3}^t$ проекции ускорений точек O_2 и O_3 на

оси Ox и Oy определяется

$$a_{o_2x} = a_{o_3x} = -\frac{\dot{y}_{o_4}^2}{2\sqrt{A}} \pm \frac{(y_{o_4} - d_2)}{2A\sqrt{A}} \left[\dot{y}_{o_4}^2 (y_{o_4} - d_2) + A\ddot{y}_{o_4} \right], \quad (13)$$

$$a_{o_2y} = a_{o_3y} = -\frac{y_{o_4}^2}{2A} (y_{o_4} - d_2) \pm \frac{1}{2A} \left[\dot{y}_{o_4}^2 (y_{o_4} - d_2) + A\ddot{y}_{o_4} \right], \quad (14)$$

$$a_{o_2} = a_{o_3} = \sqrt{a_{o_2x}^2 + a_{o_2y}^2}. \quad (15)$$

При постоянном межосевом расстоянии рабочих валов ($O_1O_4 = const$), т.е. при отсутствии линейной скорости оси свободного рабочего вала ($\bar{V}_{o_4} = 0$) скорости центров вращения промежуточных зубчатых колес также будет равны нулю ($\bar{V}_{o_2} = 0$, $\bar{V}_{o_3} = 0$) при этом соблюдения условий $d_1 = d_4$, $d_2 = d_3$ или $d_1 = d_2 = d_3 = d_4$ обеспечивает равенство линейных скоростей поверхности контакта рабочих валов ($\bar{V}_{B_1} = \bar{V}_{B_4}$).

Поскольку диаметры рабочих валов и диаметры ведомых и ведущих зубчатых колес попарно равны то вместо доказательства $\bar{V}_{B_1} = \bar{V}_{B_4}$ можно взять $\bar{V}_{b_1} = \bar{V}_{b_4}$

Необходимо доказать $\bar{V}_{b_1} = \bar{V}_{b_4}$ при изменении межосевого расстояния рабочих валов, то есть при наличии \bar{V}_{o_4} . Учитывая что,

$$V_{b_1} = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2}, \quad (16)$$

$$V_{b_4} = \omega_4 \cdot \frac{d_4}{2}, \quad (17)$$

и при $d_1 = d_4$ достаточно доказать что $\omega_1 = \omega_4$.

Доказательство выполняем по теории центроид методом мгновенного центра вращения звеньев. Скорость точки контакта (a) зубчатых колес 1 и 2 (V_a) можно определить по формуле (рисунок 5)

$$\bar{V}_a = \omega_1 r_1, \quad (18)$$

где r_1 - делительный радиус зубчатого колеса 1.

Скорость точек O_2 и O_3 V_{o_2} и V_{o_3} определяется по формулам (1) и (7). Зная скорости двух точек (a и O_2) зубчатого колеса 2 определяем мгновенный центр вращения этого зубчатого колеса (P_2). Аналогично определяем мгновенные центры вращения зубчатых колес 3 и 4 (P_3 и P_4).

Из подобия треугольников O_2P_2b и O_3P_3b можно записать

$$bP_2 = bP_3. \quad (19)$$

С учетом

$$\bar{V}_b = \omega_2 \cdot bP_2, \quad (20)$$

$$\omega_3 = \frac{\bar{V}_b}{bP_3}, \quad (21)$$

запишем

$$\omega_2 = \omega_3. \quad (22)$$

Для зубчатого колеса 2 можно записать соотношения

$$\omega_2 = \frac{V_a}{P_2 O_2 + r_2} = \frac{V_{o_2}}{P_2 O_2}, \quad (23)$$

где r_2 – делительный радиус зубчатого колеса 2.

Из соотношения (23) определяем V_{o_2} ,

$$\bar{V}_{o_2} = \bar{V}_a \frac{P_2 O_2}{P_2 O_2 + r_2}. \quad (24)$$

Используя формулу (18), формулу (24) запишем в виде

$$V_{o_2} = \omega_1 \frac{r_1 \cdot P_2 O_2}{P_2 O_2 + r_2}, \quad (25)$$

также

$$\omega_4 = \frac{\bar{V}_c}{cP_4}, \quad (26)$$

$$\bar{V}_c = \omega_3 \cdot cP_3. \quad (27)$$

С учетом формул (20), (21), (23), (25), (27) формула (26) примет вид

$$\omega_4 = \omega_1 \frac{r_1 \cdot bP_2 \cdot cP_3}{(P_2 O_2 + r_2) \cdot bP_3 \cdot cP_4}. \quad (28)$$

Из формулы (23)

$$P_2 O_2 = \frac{\bar{V}_{o_2} \cdot r_2}{\bar{V}_a - \bar{V}_{o_2}}. \quad (29)$$

Из треугольника cO_3P_3 по теореме косинусов запишем

$$cP_3 = \sqrt{r_3^2 + (O_2 P_2)^2 + 2 \cdot r_3 (O_2 P_2) \cos 2\alpha}. \quad (30)$$

Рассмотрим подобные треугольники $P_4 O_4 c$ и $O_3 c n$,

из подобия треугольников можно записать соотношение

$$\frac{r_3}{r_4} = \frac{cn}{cP_4}, \quad (31)$$

$$\text{отсюда } cP_4 = \frac{r_4(cn)}{r_3}. \quad (32)$$

Из треугольников $O_3 c P_3, n O_3 P_3, n O_3 c$ определяем $n O_3$

$$n O_3 = \frac{\sqrt{r_3 \cdot O_2 P_2 [(r_3 + O_2 P_2)^2 - (cP_3)^2]}}{O_2 P_2 + r_3}. \quad (33)$$

Применив теорему косинусов на треугольник $O_3 c n$, определяем cn

$$cn = \sqrt{r_3^2 + (n O_3)^2 - 2 r_3 (n O_3) \sin \alpha}. \quad (34)$$

С учетом формулы (33) формула (34) примет вид

$$cn = \frac{r_3}{r_3 + O_2 P_2} cP_3. \quad (35)$$

Подставив формулу (35) в формулу (32) получим

$$cP_4 = \frac{r_4 \cdot cP_3}{r_3 + O_2 P_2}. \quad (36)$$

С учетом формул (19), (30) и (36) формула (28) примет вид

$$\omega_4 = \omega_1. \quad (37)$$

Следовательно,

$$\bar{V}_{b_1} = \bar{V}_{b_4}. \quad (38)$$

Заключение

Проведенные исследования позволяют формулировать следующие выводы:

1. Рассмотренный зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм и его модификации позволяет обеспечить одинаковую линейную скорость контактных поверхностей рабочих валов, не зависимо от изменения их межосевого расстояния.

2. Результаты анализа и выведенные формулы позволяют исследовать динамику, а также проводить геометрический и динамический синтез рассматриваемого передаточного механизма.

Список литературы:

1. Смирнов Б.И. Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон/ Б.И. Смирнов, Г.К. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1967. – 270 с.
2. Бурмистров А.Г. Машина и аппараты производства кожи и меха / А.Г. Бурмистров. – М.: КолосС., 2006. – 384 с.
3. Бахадиров Г.А. Механика отжимной валковой пары / Г.А. Бахадиров. – Ташкент: Фан, 2010. – 156 с.
4. Абдукаримов А. Проблемы теории и практики создания современных валковых машин / А. Абдукаримов // Проблемы механики. – 2011. – №3-4. – С. 40-43.
5. Абдукаримов А. Анализ зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма валковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов / А. Абдукаримов, Г.А. Бахадиров // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2012 . – Выпуск 1,2 (44). – С. 3-9.
6. Заявка на изобретение № IAP 20110327 «Передаточный механизм валичных машин» // Абдукаримов А., Бахадиров Г.А., Набиев А.М., 2011.

Надійшла до редакції 25.02.2014

А. Абдукаримов, Г.А. Бахадиров, А.А. Ризаев, И.Х. Сайдакулов

ПРО НОВИЙ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИЙ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИЙ ПЕРЕДАТНИЙ МЕХАНІЗМ

У статті йдеться про передатні механізми валкових машин, коротко викладений пристрій і принцип роботи винайденого авторами нового зубчасто-важільного дифференціального передатного механізму і його модифікацій. Проведений аналіз знову розробленого механізму. Виведені формулі для визначення кінематичних параметрів характерних точок ланок цього механізму. Доведено, що постійність передавального відношення розробленого зубчасто-важільного дифференціального передатного механізму не залежить від зміни міжосової відстані робочих валів. Показані переваги цього механізму перед існуючими аналогами.

Ключові слова: валкова машина, механізм, дифференціальний механізм, зубчасто-важільний механізм, синхронність, кінематика, динаміка.

A. Abdulkarimov, G.A. Bahadirov, A.A. Rizaev, I.H.Saydakulov

ABOUT NEW DIFFERENTIAL RACK-LEVER TRANSMISSION MECHANISM

This paper addresses the issue of roller machines and gears. We consider a rack-gear differential lever and its modifications. A device of this mechanism is described and kinematic analysis is carried out. Formulas are derived for determining the velocity and acceleration mechanism of the characteristic points of the links. It is proved that the considered transfer mechanism provides synchronous rotation of the working shafts, as in the constant center distance, and in changing center distances of the working shafts.

Key words: roller machine, mechanism, differential mechanism, rack-lever mechanism, synchronicity, kinematics, dynamics.