

М. Г. Залюбовский¹, И. В. Панасюк²

**ОБ ИССЛЕДОВАНИИ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
СЕМИЗВЕННОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА МАШИНЫ
ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ**

¹ *Открытый международный университет развития человека «Украина»,
ул. Львовская, 23, Киев, Украина; e-mail: markzalubovskiy@gmail.com*

² *Киевский национальный университет технологий и дизайна,
ул. Немировича-Данченко, 2, Киев, Украина; e-mail: panasjuk.i@knuutd.com.ua*

Abstract. The construction of seven-link spatial mechanism with rotational kinematic pairs is proposed for the machine for machining of parts without of abundant constrain. The principle of the work of mechanism is described. A study of the mechanism structure is carried out with using the elements of kinematic analysis and SAPR Solid Works. The expressions are obtained for determination of rational ratios of link lengths that provide the unconstrained functionality of mechanism in whole.

Key words: spatial mechanism, abundant constrain, work container, tumbling, finish processing, polymer units.

Введение.

Повышение производительности изготовления мелких металлических деталей и деталей из полимерных материалов, качество поверхности которых можно определить органолептическим методом, в значительной степени зависит от сокращения времени, затрачиваемого на финишные галтовочные операции. На эти операции уходит до 80% технологического времени.

Например, в легкой промышленности небольшие типовые детали и изделия (фурнитура, пуговицы, «молнии», застежки) изготавливаются механической обработкой или литьем. Как правило, эти детали требуют проведения дальнейших трудоемких финишных галтовочных операций, суть которых заключается в: улучшении качества поверхности [12, 13] (шлифование и полирование), отделении деталей от литников и т.д. Доказано [2], что галтовочные барабаны с вращательным движением рабочих емкостей, а также вибрационные машины, применяемые для всех вышеупомянутых операций, в подавляющем большинстве случаев, имеют низкую производительность.

Повышение производительности при реализации финишных галтовочных операций обработки таких деталей [8] можно достичь интенсификацией движения технологической среды [19] (детали и абразив в виде свободных гранул) в машинах [5, 10], рабочие емкости которых выполняют сложное пространственное движение. Именно поэтому совершенствование конструкции машин со сложным пространственным движением рабочих емкостей и определение требований по их проектированию является актуальной задачей для дальнейшего развития различных отраслей промышленности Украины.

Базовая конструкция машины со сложным движением рабочей емкости [6] со структурной точки зрения представляет собой шестизвенный пространственный механизм [20] с вращательными кинематическими парами.

Пространственные механизмы, в частности, с вращательными кинематическими парами имеют широкое применение в различных отраслях промышленности [17, 18]; в то же время они характеризуются сложностью своего строения и значительной тру-

доемкостью для реализации их синтеза и анализа. Так же и шестизвенный пространственный механизм с вращательными кинематическими парами имеет свои особенности, а именно: в его структуре присутствует избыточная связь, которая негативно влияет на долговечность и эксплуатационные характеристики механизма. Установлено [3], что механизм может функционировать только при соблюдении четких конструктивных соотношений длин его звеньев. Во время работы механизма, даже при незначительной деформации одного из звеньев, может возникнуть его заклинивание, как следствие он сразу выходит из строя. Кроме того, детали нужно изготавливать по допускам с повышенной точностью. За счет этого себестоимость такого оборудования значительно повышается, а срок эксплуатации снижается.

Таким образом, одной из основных задач, которые ставятся при проектировании данного типа галтовочного оборудования является создание статически определенных механизмов без избыточной связи. Известно [17], что при соблюдении такого условия, нагрузки в звеньях и кинематических парах механизма будут определяться только силовым технологическим и динамическим взаимодействием. Также известны [4] многочисленные примеры ликвидации статических неопределенностей в различных шарнирных механизмах. Цикл исследований по совершенствованию конструкций пространственных механизмов машин со сложным движением рабочих емкостей на основе патентов [11, 14 – 16], проводятся в Киевском национальном университете технологий и дизайна. В данной статье (§1) представлен один из возможных вариантов освобождения пространственного механизма от избыточной связи.

В результате освобождения от избыточной связи меняется структура самого пространственного механизма, а также кинематические характеристики. Таким образом, в §2 проведено аналитическое исследование конструкции механизма, получены выражения для определения основных геометрических соотношений длин звеньев, в §3 получены выражения для определения необходимых конструктивных параметров машины, что обеспечивают ее беспрепятственное функционирование.

При проведении аналитического исследования конструкции механизма проводилось дополнительное моделирование самой машины с рассчитанными основными геометрическими параметрами, а также определения некоторых кинематических параметров пространственного механизма выполнялось с помощью САПР SolidWorks.

§1. Освобождение механизма от избыточной связи, его структура.

Известная базовая конструкция машины со сложным пространственным движением рабочей емкости [6, 7], модель которой представлена на рис. 1, кинематическая схема пространственного механизма машины представлена на рис. 2.

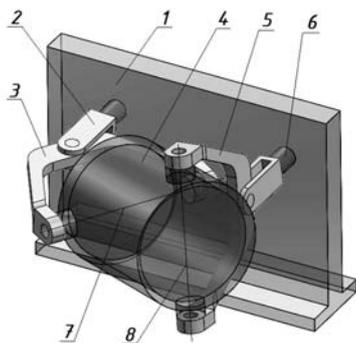


Рис. 1

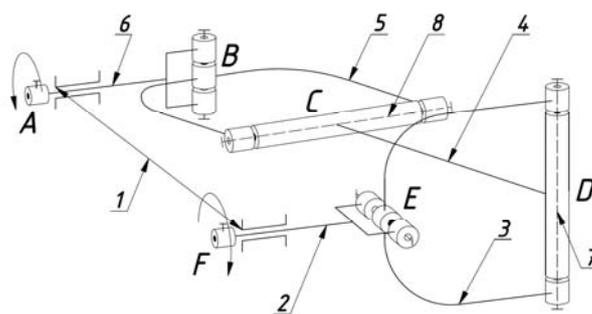


Рис. 2

Машина содержит станину 1, ведущий 2 и ведомый 6 валы, установленные в станине параллельно в одной плоскости и соединены между собой двойным пространственным шарниром, который выполнен в виде ведущей вилки 3, ведомой вилки 5 и рабочей емкости 4, закрепленной между вилками на диаметрально взаимно перпендикулярных геометрических осях 7 и 8, соответственно. Подвижные звенья машины образуют собой пространственный шестизвенный механизм с вращательными кинематическими парами.

матическими парами, который представляет собой замкнутую кинематическую цепь $ABCDEF$, оси A и F , параллельные между собой, а оси A и B , B и C , C и D , D и E , E и F перпендикулярны между собой соответственно. Благодаря такому расположению кинематических пар, рабочий орган (звено 4) выполняет сложное пространственное движение.

Используя формулу Сомова – Малышева [1] для определения степени подвижности механизма, установлено, что он будет равен нулю:

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s = 0, \quad (1.1)$$

где n – количество подвижных звеньев ($n = 5$ подвижных звеньев: ведущий 1 и ведомый 6 валы, ведущая 3 и ведомая 5 вилки, рабочая емкость 4); p_s – количество s подвижных кинематических пар ($p_s = 6$ кинематических пар, которые имеют $s = 1$ подвижность: A, B, C, D, E, F).

В соответствии с формулой (1.1) механизм будет неподвижен, однако, несмотря на это, он способен функционировать при обеспечении четких конструктивных соотношений длин звеньев, полученных в работах [5, 9]. Такой факт объясняется наличием в нем избыточной связи.

Во введении исчерпывающе приведены недостатки использования пространственных механизмов с избыточной связью.

Освободиться от действия избыточной связи возможно за счет введения в кинематическую цепь механизма дополнительного подвижного звена. Таким образом, добавив в кинематическую цепь механизма дополнительное подвижное звено с двумя вращательными кинематическими парами, ось которого проходит в середине рабочей емкости: одной кинематической парой это звено соединено с ведомой вилкой, а другой – с рабочей емкостью, получили семизвенный шарнирный пространственный механизм с вращательными кинематическими парами. Модель такой машины представлена на рис. 3, кинематическая схема пространственного механизма – на рис. 4.

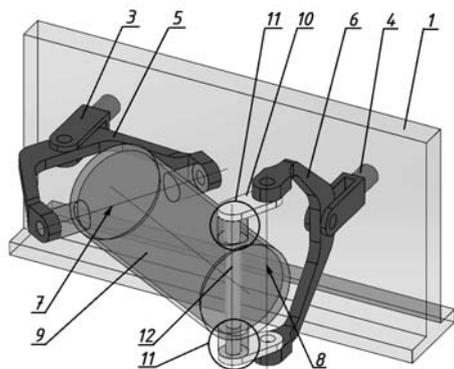


Рис. 3

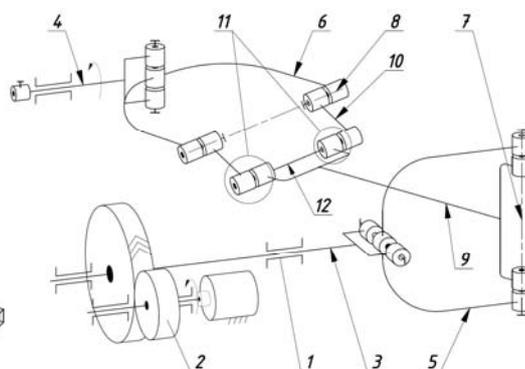


Рис. 4

Машина содержит станину 1, размещенный в ней привод 2, ведущий 3 и ведомый 4 валы, установленные в станине параллельно в одной плоскости. Ведущий 3 и ведомый 4 валы шарнирно соединены вторыми концами с ведущей вилкой 5 и ведомой вилкой 6, соответственно, диаметрально взаимно перпендикулярные геометрические оси которых 7 и 8 являются осями крепления рабочей емкости 9 и дополнительного подвижного звена 10, ось 12 которого проходит в середине рабочей емкости, соответственно. Рабочая емкость 9 и дополнительное подвижное звено 10 подвижно соединены между собой с помощью вращательной кинематической пары 11. Ось вращения 12 кинематической пары 11 параллельна оси крепления 8. Расстояние между геометрической осью крепления 7 и осью 12 дополнительного подвижного звена 10 превышает расстояние между осями крепления ведущей вилки 5 (ведомой вилки 6).

Таким образом, степень подвижности, по формуле Сомова – Малышева (1.1), равна единице. Избыточная связь исключена.

Точки C и D , совпадающие с центрами вращательных кинематических пар дополнительного подвижного звена, расположены на кругу, центр которого совпадает с точкой A . Таким образом, для данного положения машины, из образовавшегося треугольника ABC запишем выражение для определения расстояния между осями ведущего и ведомого валов:

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.1)$$

В конструкции машины, где выполняется условие $l_{PC} > l_B$ и обеспечивается постоянное фиксированное расстояние l_0 между осями ведущего и ведомого валов, невозможно обеспечить фиксированное расстояние между геометрическими взаимно перпендикулярными осями крепления вилок. При положении подвижных звеньев машины, представленных на рис. 5, такое расстояние является минимальным, однако, при положении подвижных звеньев машины, когда боковые плоскости вилок параллельны между собой, а рабочая емкость проецируется на вертикальную плоскость в натуральную величину, расстояние между геометрическими взаимно перпендикулярными осями крепления вилок l_{MAX} будет максимальным. Вид спереди, при таком положении подвижных звеньев машины, представлен на рис. 6.

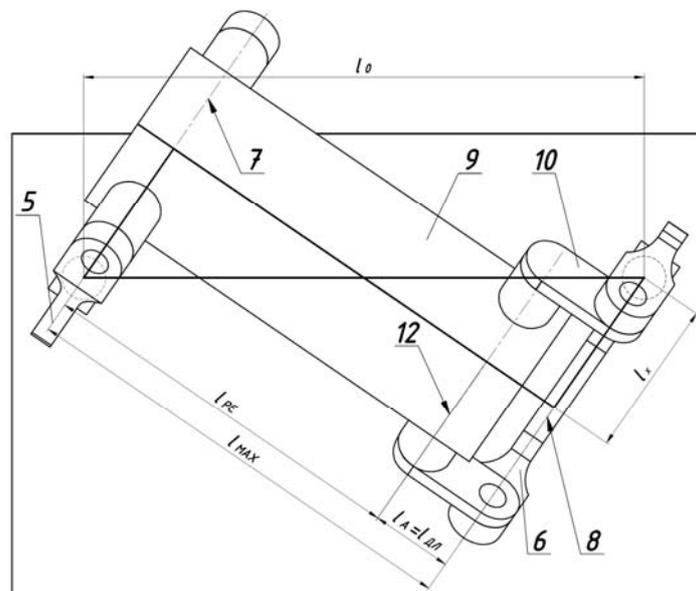


Рис. 6

Таким образом, максимальное расстояние между геометрическими осями вилок l_{MAX} определяется как

$$l_{MAX} = l_{PC} + l_A, \quad (2.2)$$

где l_A – дополнительная составляющая расстояния между осями крепления вилок, которая возникает при таком положении подвижных звеньев машины, представленных на рис. 5.

Кроме того, исходя из геометрических соображений, l_{MAX} можно определить следующим образом:

$$l_{MAX} = \sqrt{l_0^2 - 4l_X^2}, \quad (2.3)$$

где l_X – расстояние в проекции на вертикальную плоскость между осью вращения ведомого (ведущего) вала и осью рабочей емкости.

Для того, чтобы получить выражение для определения расстояния l_X в положении подвижных звеньев машины (рис. 6) спроектируем конструкцию машины на плоскость, параллельную к верхнему торцу рабочей емкости.

Вертикальная проекция машины, находящаяся в проекционной связи с проекцией машины на плоскость, параллельной к верхнему торцу рабочей емкости, представлена на рис. 7.

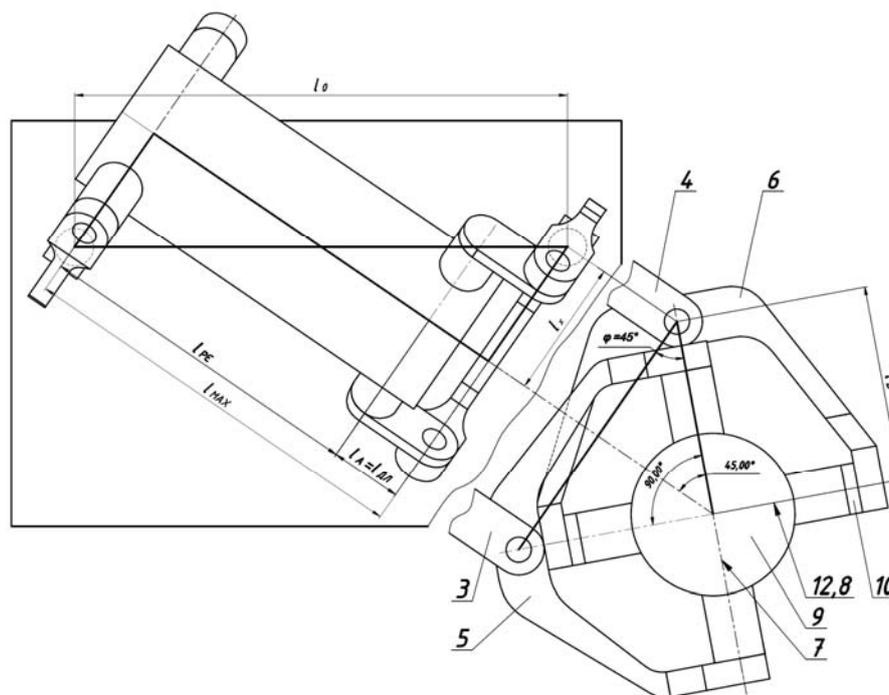


Рис. 7

Геометрические оси крепления вилок взаимно перпендикулярны между собой; ось рабочей емкости, которая продолжена с «верхней проекции», делит прямой угол между осями вилок пополам. Таким образом, на «нижней проекции» образовался равнобедренный прямоугольный треугольник с гипотенузой l_B и двумя катетами l_X . Соответственно, длина l_X определяется как

$$l_X = l_B \cos 45^\circ. \quad (2.4)$$

Подставив значение выражения (2.4) в уравнение (2.3), получаем

$$l_{MAX} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.5)$$

Объединив выражения (2.2) и (2.5), выразим значение l_A

$$l_A = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}. \quad (2.6)$$

На основании рассчитанного по формуле (2.6) расстояния l_A , возникающего при таком положении подвижных звеньев машины (рис. 6, 7), справедливым будет неравенство:

$$l_{дл} \geq l_A, \quad (2.7)$$

где $l_{дл}$ – межосевое расстояние дополнительного звена.

Из (2.7), используя равенства (2.1) и (2.6) окончательно получаем

$$l_{дл} \geq \sqrt{(l_{PC} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}. \quad (2.8)$$

Таким образом, выражение (2.8), принимая во внимание начальные геометрические параметры, позволяет рассчитать минимально допустимую межосевую длину дополнительного звена.

§3 Определение необходимых конструктивных параметров машины, обеспечивающих ее беспрепятственное функционирование.

На рис. 5 представлено такое положение подвижных звеньев машины, при котором точка D , совпадающая с центром вращательной кинематической пары дополнительного подвижного звена с рабочей емкостью, расположена по «внешнюю сторону» от ведомой вилки (ниже линии l_{BO}), между осью рабочей емкости l_{PC} и межосевым расстоянием дополнительного подвижного звена $l_{ДЛ}$ образуется угол φ_1 , который будет меняться в зависимости от угла поворота ведущего вала машины φ_0 .

Таким образом, задавшись начальными геометрическими данными и рассчитав необходимые геометрические параметры согласно выражениям, полученным в §2, где: $l_{PC} = 130$ мм, $D_{PC} = 85$ мм, $l_B = 77$ мм, $l_0 = 192,15$ мм, $D_B = 135$ мм, было проведено моделирование исследуемой конструкции машины с дополнительным подвижным звеном в САПР SolidWorks и получено графическую зависимость угла φ_1 в зависимости от угла поворота ведущего вала машины φ_0 , представленную на рис. 8. В качестве начального угла поворота ведущего вала принято такое положение подвижных звеньев машины, при котором геометрическая ось крепления ведущей вилки с рабочей емкостью будет принимать горизонтальное положение, а геометрическая ось крепления ведомой вилки с дополнительным подвижным звеном будет вертикальной.

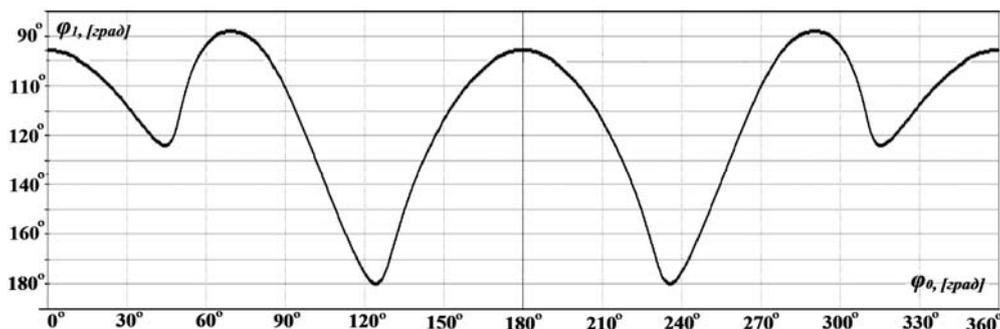


Рис. 8

Проанализировав график на рис. 8, можно утверждать, что за один полный оборот ведущего вала функция изменения угла φ_1 будет иметь два периода. При двух положениях подвижных звеньев машины угол φ_1 будет достигать своего максимального значения – 180° . Машина при таких положениях подвижных звеньев представлена на рис. 6, 7. Кроме того, после поворота ведущего вала на $\varphi_0 = 180^\circ$, рабочая емкость также повернется на 180° относительно своей продольной оси. Таким образом, подвижные звенья машины примут такое положение (рис. 9), при котором точка D будет находиться уже по «внутреннюю сторону» от ведомой вилки (выше линии l_{BO}), ведомая вилка фактически будет охватывать рабочую емкость на расстоянии, большем ее радиуса. Таким образом, возникает необходимость в точном расчете конструктивных параметров машины, при которых рабочая емкость с соответствующим диаметром сможет свободно перемещаться внутри ведомой вилки.

Примем, что l_{II} – это расстояние от вращательной кинематической пары вилки с дополнительным подвижным звеном к ее стенке, которая конструктором также должна задаваться в начальных геометрических параметрах машины, иначе говоря, – это расстояние ведомой вилки, которая будет обеспечивать свободное перемещение рабочей емкости. l_R – это расстояние от вращательной кинематической пары ведомой вилки с дополнительным подвижным звеном к точке K (см. рис. 9) в проекции на вертикальную ось ведомой вилки.

Очевидно, что данная конструкция машины может работать только в том случае, если будет выполняться условие:

$$l_R < l_{II}. \quad (3.1)$$

Запишем выражение (3.8) с учетом угла ε , значение которого определено из треугольника ACD :

$$\delta = 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}}. \quad (3.9)$$

Подставив выражение (3.9) в (3.7), получаем

$$l_B = l_{ДЛ} \cos \left(90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}} \right). \quad (3.10)$$

После чего подставим выражения (3.10) и (3.6) в уравнение (3.3):

$$l_1 = \frac{R_{PC} + l_{ДЛ} \cos \left(90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}} \right)}{\cos \left(\arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right)}. \quad (3.11)$$

Расстояние l_2 значительно меньше за расстояние l_1 , однако, не принимать его во внимание нельзя, поскольку оно является составляющим расстояния l_R , которое, в процессе разработки данной конструкции машины, необходимо точно рассчитывать. Длина l_R напрямую зависит от ширины вилки h и угла наклона оси рабочей емкости к вертикальной плоскости γ и, принимая во внимание уравнения (3.6), определяется следующим образом:

$$l_2 = 0,5h \cdot \operatorname{tg} \left(\arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right). \quad (3.12)$$

Далее запишем выражение для расчета длины l_R , подставив выражения (3.11) и (3.12) в уравнение (3.2):

$$l_R = \frac{R_{PC} + l_{ДЛ} \cos \left(90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}} \right)}{\cos \left(\arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right)} + 0,5h \cdot \operatorname{tg} \left(\arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right). \quad (3.13)$$

Для обеспечения функционирования данной конструкции машины необходимо, чтобы рассчитанная по формуле (3.13) длина l_R не превышала расстояние l_L .

Следующий шаг состоит в получении выражения для определения минимально допустимого расстояния l_N , проведенного по нормали от вертикальной стенки станины машины к центру вращательной кинематической пары ведущего вала с ведущей вилкой (ведомого вала с ведомой вилкой), которое будет обеспечивать свободное (без заклинивания всего механизма) вращение рабочей емкости соответствующего типа размера.

Длина l_N определяется, как сумма длин l_{HF} и l_{FN} :

$$l_N = l_{HF} + l_{FN}, \quad (3.14)$$

где l_{FN} – зазор между станиной машины и вилкой, ось крепления которой с рабочей емкостью расположена в горизонтальной плоскости. Длину l_{FN} нужно принимать, ис-

ходя из условия обеспечения свободного вращения рабочей емкости соответствующего типоразмера, в пределах 10 – 20% от длины l_B :

$$l_{FN} \approx (0,1...0,2) \cdot l_B. \quad (3.15)$$

Расстояние l_{HF} можно определить следующим образом:

$$l_{HF} = l_{EF} - l_{EH}, \quad (3.16)$$

где l_{EF} – расстояние по вертикали от пересечения оси рабочей емкости l_{PC} с геометрической осью крепления ведущей вилки (точка E) до пересечения с гранью ведущей вилки; l_{EH} – расстояние по вертикали от пересечения оси рабочей емкости l_{PC} с геометрической осью крепления ведущей вилки (точка E) до пересечения с горизонтальной прямой l_0 , соединяющая вращательные кинематические пары вилок с валами (точка H).

Из прямоугольного треугольника EFH определим l_{EF} :

$$l_{EF} = R_B \cos \gamma, \quad (3.17)$$

где R_B – «радиус вилки», половина от геометрической оси крепления ведущей вилки с рабочей емкостью.

Далее, из прямоугольного треугольника AEH запишем выражение для определения l_{EH} :

$$l_{EH} = l_B \sin \gamma. \quad (3.18)$$

Подставим выражения (3.17) и (3.18) в уравнение (3.16)

$$l_{HF} = R_B \cos \gamma - l_B \sin \gamma. \quad (3.19)$$

Подставим полученное выражение (3.19), а также выражение (3.15) в уравнение (3.14)

$$l_N = R_B \cos \gamma - l_B \sin \gamma + (0,1...0,2) \cdot l_B. \quad (3.20)$$

Подставим в уравнение (3.20) выражение (3.6) для определения угла γ

$$l_N = R_B \cos \left(\arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right) - l_B \sin \left(\arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right) + (0,1...0,2) \cdot l_B, \quad (3.21)$$

Таким образом, получено равенство (3.21), позволяющее рассчитать минимально допустимое расстояние l_N ведущего и ведомого валов машины соответствующего типоразмера, обеспечивающее ее беспрепятственное функционирование.

Заключение.

В данной статье представлен один из возможных вариантов освобождения пространственного механизма машины для обработки деталей от избыточной связи. Разработан семизвенный пространственный механизм с вращательными кинематическими парами без избыточной связи и проведено аналитическое исследование данного механизма со структурной точки зрения. Получены выражения для определения основных геометрических соотношений длин звеньев, а также выражения для определения необходимых конструктивных параметров машины, обеспечивающих ее беспрепятственное функционирование.

Р Е З Ю М Е . Запропоновано конструкцію семиланкового просторового шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами машини для обробки деталей без надлишкового зв'язку. Описано принцип роботи механізму. Проведено дослідження його структури з елементами кінематичного аналізу, що виконаний за допомогою САПР SolidWorks. Отримано вирази для визначення раціональних співвідношень довжин його ланок, які забезпечуватимуть безперешкодне функціонування механізму в цілому.

1. *Артоболевский И.И.* Теория машин и механизмов. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. *Залюбовський М.Г.* Вдосконалення машин зі складним рухом робочих ємкостей для обробки деталей легкої промисловості: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – К.: КНУТД, 2017. – 24 с.
3. *Залюбовський М.Г.* Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості // Актуальні проблеми інженерної механіки: Тези доп. II Міжнар. науково-практ. інтернет-конф. (16 – 20 березня 2015 р.). – С. 20 – 25.
4. *Кожевников С.Н.* Основания структурного синтеза механизмов. – К.: Наук. думка, 1979. – 232 с;
5. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2013. – № 5. – С. 76 – 81.
6. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2015. – № 5. – С. 40 – 46.
7. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Визначення кінематичних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2013. – № 6. – С. 28 – 33.
8. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Підвищення енергоефективності процесу фінішної обробки деталей в обертових ємкостях // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2017. – № 5. – С. 65 – 72.
9. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості // Актуальні проблеми інженерної механіки: Тези доп. II Міжнар. науково-практ. інтернет-конф. (16 – 20 березня 2015 р.). – С. 52 – 55.
10. *Патент №105556*, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну №u201509212; заяв. 25.09.2015, опуб. 25.03.2016, бюл. № 6.
11. *Патент № 110417*, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201603277; заяв. 30.03.2016, опуб. 10.10.2016, бюл. № 19.
12. *Патент №113266*, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого полірування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606525; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2.
13. *Патент № 113267*, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого шліфування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606526; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2.
14. *Патент № 126647*, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опуб. 25.06.2018, бюл. № 12.
15. *Патент №127611*, МПК В24В 37/00 (2018.01), В24В 37/07 (2012.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201802817; заяв. 20.03.2018, опуб. 10.08.2018, бюл. № 15.
16. *Патент №89571*, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201313728; заяв. 26.11.2013, опуб. 25.04.2014, бюл. № 8.
17. *Antonyuk E.Ya., Sakharnov V.A., Koval' N.I.* Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model // Int. Appl. Mech. – 2010. – 46, N 9. – P. 1039 – 1049.
18. *Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T.* Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles // Int. Appl. Mech. – 2016. – 52, N 4. – P. 404 – 412.
19. *Marigo M.* Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation. – The University of Birmingham, UK., 2012.
20. *Panasjuk I. Zaljubovskiy Mark.* Determination of design parameters of block linkage mechanism of the drive of machine for processing of details with the compound motion of working reservoir // Metallurgical and Mining Industry – 2016. – N 9. – P. 34 – 42.

Поступила 19.11.2018

Утверждена в печать 05.11.2019