

УДК 621.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ УСИЛИЙ В ПРИВОДАХ МАНИПУЛЯТОРОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ ПО ЗАДАННОЙ ВЕЛИЧИНЕ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ*

П.А. Ларюшкин, В.А. Глазунов, К.Г. Эрастова

В настоящей статье рассматривается задача определения наибольшего усилия в приводе обобщенного механизма параллельной структуры при известной величине внешней нагрузки, но неизвестном направлении, действующей на выходное звено. Показано, что предлагаемый подход к решению данной задачи, основанный на анализе обратной транспонированной матрицы Якоби механизма, применим с учетом некоторых допущений к механизмам с любым числом степеней свободы. Кроме того, предложенный подход дает возможность рассматривать силовые и моментные составляющие внешней нагрузки по отдельности, что позволяет избежать необходимости нормирования векторов, содержащих различные по своему физическому смыслу виды внешнего воздействия на выходное звено. В работе представлены результаты теоретических вычислений и компьютерного моделирования плоского механизма параллельной структуры, подтверждающие работоспособность рассматриваемого подхода.

Ключевые слова: механизмы параллельной структуры, усилия в приводах, матрица Якоби, компьютерное моделирование, плоский механизм.

COMPUTATION OF THE MAXIMAL ACTUATION EFFORTS IN PARALLEL MANIPULATORS AT A SPECIFIED VALUE OF EXTERNAL LOAD

P.A. Laryushkin, V.A. Glazunov, K.G. Erastova

In this paper a problem of calculating the maximal actuation effort in a generalized parallel manipulator for a known value of external load applied to the end-effector without specifying the direction of this load is discussed. It is shown that the presented approach based on the analysis of a transposed inverse matrix of a mechanism can be used (under certain assumptions) for mechanisms with any number of degrees of freedom. Besides, the suggested approach gives an opportunity to analyze separately the force and torque components of external load, that helps to avoid an issue of normalizing a vector consisting dissimilar types of the external load to the end-effector. In this article there are presented results of the theoretical calculations and of a computer modeling of a planar parallel mechanism, which confirm the efficiency of the presented approach.

Keywords: parallel mechanisms, actuation efforts, Jacobian, computer modeling, planar mechanism.

Введение

Растущий интерес к механизмам параллельной структуры, все чаще находящим применение в различных отраслях техники, обуславливает актуальность разработки новых и совершенствования имеющихся методов анализа манипуляторов данного класса. Изучению

таких механизмов и решению сопутствующих задач уделяется все больше внимания со стороны исследователей, работающих в области теории механизмов, мехатроники и робототехники [1, 2]. Одной из основных проблем, свойственных механизмам данного класса, является наличие так называемых особых положений,

* Работа выполнена в рамках гранта РФФИ № 16-29-04273.

в которых выходное звено (исполнительный орган) устройства может потерять управляемость или подвижность [3]. При этом известно, что некоторые негативные явления возникают не только при непосредственном попадании выходного звена в точки рабочей зоны, соответствующие особым положениям, но и при приближении к ним. Так, например, известно [4], что при приближении к особым положениям ухудшается точность позиционирования, возрастает нагрузка на приводные устройства, увеличиваются скорости во входных кинематических парах. Для оценки близости механизма к таким положениям разными авторами предлагались различные критерии: углы давления, разнообразные индексы, показывающие, насколько «качественно» механизм способен выполнять свои функции [5–11], и т.д.

Среди множества этих критериев стоит отметить критерий, описанный в работе [12]. Суть предложенного подхода заключается в следующем: при анализе механизма в его математическую модель вводится некоторое постоянное внешнее усилие, после чего в каждой точке рабочего пространства итерационно с некоторым шагом вычисляются усилия в приводах механизма. Чем ближе выходное звено к точке, соответствующей особому положению, тем большее усилие должно быть приложено как минимум к одной из приводных пар механизма. Данный подход имеет ряд преимуществ по сравнению с другими, так как в нем оценивается величина реального физического параметра – усилия в приводной паре, напрямую связанного с характеристиками приводных устройств. При этом механизмам параллельной структуры свойственны хорошие динамические показатели (низкая инерционность) и большая грузоподъемность по отношению к весу подвижных частей самого манипулятора, поэтому при достаточно больших величинах внешней нагрузки влиянием собственного веса звеньев механизма на усилия в приводах можно пренебречь. Таким образом, еще на этапе анализа и математического моделирования механизма можно получить достаточно хорошую оценку его нагрузочной способности.

Однако предложенный в указанной работе подход обладает существенным недостатком, поскольку автор предлагает использовать некоторое постоянное по силе и направлению внешнее воздействие. Несмотря на то, что величины внешней нагрузки, как правило, задаются

техническим заданием, их направление, чаще всего, неизвестно. Таким образом, приложение равной по модулю внешней силы (или момента), которая имеет направление, отличающееся от принятого при расчетах, может привести к превышению допустимого значения усилия в каком-либо приводе. Частично данный недостаток был устранен в работе [13], однако предлагаемый здесь подход применим только к механизмам, имеющим ровно шесть степеней свободы, и использует не всегда удобный аппарат винтового исчисления.

Целью данной работы является решение задачи по вычислению наибольших из возможных усилий в приводах механизмов параллельной структуры с любым числом степеней свободы, при известной величине внешней нагрузки. Для этого предлагается подход, основанный на использовании обратной транспонированной матрицы Якоби механизма.

Описание подхода

Рассмотрим некоторый механизм параллельной структуры с n степенями свободы в общем виде. Будем считать, что механизм имеет n кинематических цепей, в каждой из которых используются только одноподвижные (с одной степенью свободы) кинематические пары. При этом в каждой цепи имеется только одна приводная пара (рис. 1). Данные допущения не влияют на суть описываемого метода, но существенно упрощают изложение.

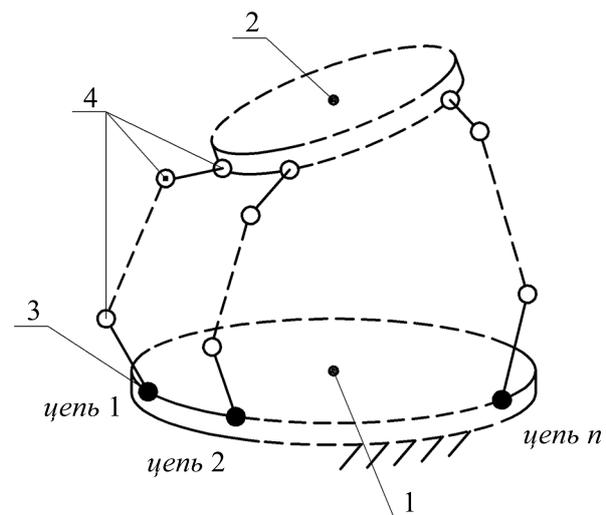


Рис. 1. Обобщенная схема механизма параллельной структуры: 1 – неподвижное основание; 2 – подвижная платформа (выходное звено); 3 – приводная кинематическая пара; 4 – неприводные кинематические пары

Пусть положение и ориентация выходного звена механизма задается в некоторой неподвижной системе отсчета координатами x_1, x_2, \dots, x_n . Обозначим также обобщенные координаты, представляющие собой перемещения в приводных парах, как $\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_n$. Для каждой i -й кинематической цепи соответствующее ей уравнение связи можно представить как неявную функцию вида

$$F_i(x_1, \dots, x_n, \psi_i) = 0, \quad i = 1, \dots, n. \quad (1)$$

Известно [3], что путем дифференцирования уравнений (1) можно установить связь между мгновенными скоростями выходного звена $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dots, \dot{x}_n$ и обобщенными скоростями (скоростями в приводных парах) $\dot{\psi}_1, \dot{\psi}_2, \dots, \dot{\psi}_n$:

$$\mathbf{J} \cdot \dot{\mathbf{x}} = \dot{\boldsymbol{\psi}}; \quad (2)$$

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} -\frac{\partial F_1}{\partial x_1} / \frac{\partial F_1}{\partial \psi_1} & \dots & -\frac{\partial F_1}{\partial x_n} / \frac{\partial F_1}{\partial \psi_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\frac{\partial F_n}{\partial x_1} / \frac{\partial F_n}{\partial \psi_n} & \dots & -\frac{\partial F_n}{\partial x_n} / \frac{\partial F_n}{\partial \psi_n} \end{pmatrix};$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{pmatrix}, \quad \dot{\boldsymbol{\psi}} = \begin{pmatrix} \dot{\psi}_1 \\ \dots \\ \dot{\psi}_n \end{pmatrix}.$$

Матрица \mathbf{J} называется матрицей Якоби механизма. С учетом принятых допущений данная матрица будет иметь размер $(n \times n)$.

Пусть к выходному звену механизма приложена некоторая внешняя нагрузка, задаваемая вектором \mathbf{P} :

$$\mathbf{P} = \begin{pmatrix} P_{x1} \\ \vdots \\ P_{xn} \end{pmatrix},$$

где P_{xk} – компонента внешней нагрузки, соответствующая координате x_k , $k = 1, \dots, n$.

Воспользуемся принципом Д’Аламбера–Лагранжа, согласно которому сумма работ внешних сил и сил инерции на некотором возможном перемещении δx_k должна быть равна нулю. При этом ограничимся рассмотрением только кинематики механизма, пренебрегая, таким образом, силами инерции. Для каждого δx_k можно записать уравнение вида

$$T_1 \cdot \delta \psi_1^{xk} + T_2 \cdot \delta \psi_2^{xk} + \dots + T_n \cdot \delta \psi_n^{xk} + P_{xk} \cdot \delta x_k = 0. \quad (3)$$

Здесь T_i – усилие в приводной паре i -й кинематической цепи, а $\delta \psi_i^{xk}$ – перемещение в этой же паре, вызываемое перемещением выходного звена на δx_k .

Соотношение (3) также может быть записано как

$$\sum_{i=1}^n T_i \frac{\partial \psi_i}{\partial x_k} \delta x_k = -P_{xk} \delta x_k. \quad (4)$$

Для механизма с n степенями свободы имеем систему из n линейных уравнений (4), которые можно записать в матричном виде, сократив обе части на δx_k :

$$\begin{pmatrix} \frac{d\psi_1}{dx_1} & \dots & \frac{d\psi_n}{dx_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{d\psi_1}{dx_n} & \dots & \frac{d\psi_n}{dx_n} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ \vdots \\ T_n \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} P_{x1} \\ \vdots \\ P_{xn} \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Зависимости для определения компонент матрицы производных в уравнении (5) могут быть получены из уравнений (1) по правилу нахождения производной для неявной функции:

$$\frac{d\psi_i}{dx_j} = -\frac{\partial F_i}{\partial x_j} / \frac{\partial F_i}{\partial \psi_i}, \quad i, j = 1, \dots, n.$$

Таким образом, указанная матрица представляет собой транспонированную матрицу \mathbf{J} , используемую в уравнении (2). Тогда

$$\mathbf{J}^T \cdot \mathbf{T} = -\mathbf{P}; \quad (6)$$

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} T_1 \\ \vdots \\ T_n \end{pmatrix}.$$

Из (6) окончательно получим

$$\mathbf{T} = -\mathbf{J}^T \cdot \mathbf{P}. \quad (7)$$

Здесь \mathbf{J}^T – обратная транспонированная матрица Якоби механизма:

$$\mathbf{J}^{-T} = (\mathbf{J}^T)^{-1}.$$

Из уравнения (7) следует, что усилие в i -м приводе может быть вычислено как скалярное произведение двух векторов: вектора \mathbf{j}_i^{-T} , состоящего из элементов i -й строки матрицы \mathbf{J}^T , и вектора \mathbf{P} , задающего внешнюю нагрузку, приложенную к выходному звену, т.е.

$$T_i = \mathbf{j}_i^{-T} \cdot \mathbf{P}. \quad (8)$$

Из формулы (8) следует, что если рассматривать вектор \mathbf{P} как n -мерный вектор с Евклидовой нормой

$$\|\mathbf{P}\| = \sqrt{\sum_{k=1}^n P_{xk}^2},$$

то при $\|\mathbf{P}\| = \text{const}$, максимальное значение T_i соответствует ситуации, при которой вектора \mathbf{j}_i^{-T} и \mathbf{P} являются коллинеарными. Однако в общем случае вектор \mathbf{P} может включать как силовые, так и моментные составляющие. Евклидова норма такого вектора не имеет ясного физического смысла, поэтому целесообразно рассматривать силы и моменты, действующие на выходное звено, по отдельности. При этом из формулы (8) видно, что если невозможно рассмотреть направление вектора \mathbf{P} , коллинеарное вектору \mathbf{j}_i^{-T} , то направление вектора \mathbf{P} должно быть выбрано наиболее близким к направлению \mathbf{j}_i^{-T} . Из этого следует, что для рассмотрения компонент внешней нагрузки, связанных с определенными степенями свободы, достаточно определить соответствующие им компоненты вектора \mathbf{j}_i^{-T} , после чего отбросить (принять равными нулю) те из них, которые рассматриваться не будут. Таким образом, становится возможным рассматривать отдельно наиболее неблагоприятные для i -го привода направления внешней силы и внешнего момента без потери физического смысла при нормировании вектора внешней нагрузки. Если же механизм обладает только вращательными или только поступательными степенями свободы, то в таком случае норма $\|\mathbf{P}\|$ представляет собой абсолютное значение действующего

на выходное звено момента или силы соответственно. Тогда

$$|T_i|_{\max} = \|\mathbf{j}_i^{-T}\| \cdot \|\mathbf{P}\|.$$

Необходимо также отметить, что компоненты внешней нагрузки, соответствующие нереализуемым в некотором исследуемом механизме степеням свободы, не рассматриваются, так как известно [4], что такая нагрузка может быть воспринята с нулевым усилием в приводах.

Пример применения рассматриваемого подхода

Для демонстрации применения рассматриваемого подхода обратимся к результатам компьютерного моделирования плоского 3-RRR механизма, так как он является одним из самых простых и хорошо изученных механизмов данного типа. Аббревиатура «3-RRR» показывает, что механизм имеет три кинематических цепи, каждая из которых включает три вращательные (R) кинематические пары. Выходное звено такого механизма имеет три степени свободы: две поступательных и одну вращательную.

Сначала в среде *SolidWorks* была создана твердотельная модель механизма, которая затем была импортирована в среду *MATLAB/Simulink* для анализа с помощью набора инструментов *SimMechanics 2.0*. Основные геометрические параметры модели механизма были приняты следующими (рис. 2): $l_1 = 0,18$ м, $l_2 = 0,18$ м, $l_3 = 0,08$ м, $l_{\text{осн}} = 0,4$ м. При этом длины промежуточных звеньев одинаковы во всех кинематических цепях, а основание и подвижная плат-

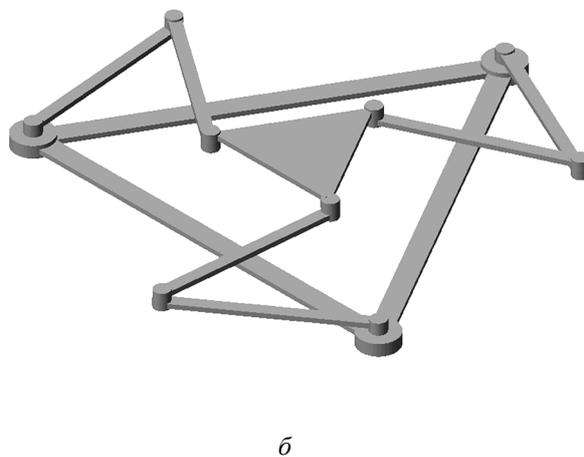
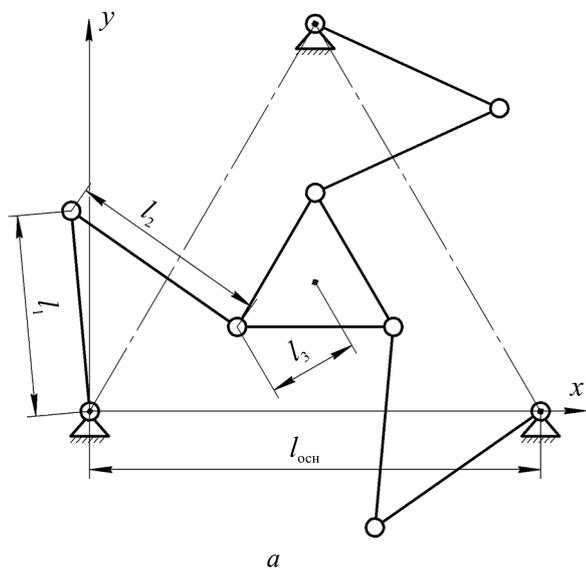


Рис. 2. Схема плоского 3-RRR механизма (а) и его твердотельная модель (б)

форма (выходное звено) представляют собой равносторонние треугольники.

Рассмотрим порядок моделирования механизма. На первом этапе была проведена проверка отсутствия ошибок в расчетных зависимостях, полученных аналитически. Для этого была сгенерирована траектория движения выходного звена (при постоянной ориентации подвижной платформы) в виде «трехлепестковой полярной розы», после чего к выходному звену модели была приложена нагрузка \mathbf{P} (рис. 3), компоненты которой задавались следующим образом:

$$\mathbf{P} = \begin{pmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Силы F_x и F_y изменяются во времени по следующим законам:

$$F_x(t) = \sin\left(\frac{2\pi t}{t_{\text{мод}}}\right), \quad F_y(t) = \cos\left(\frac{2\pi t}{t_{\text{мод}}}\right),$$

где $t_{\text{мод}}$ – продолжительность моделирования (здесь $t_{\text{мод}} = 15$ с).

В процессе эксперимента в среде *Simulink* каждые 0,01 с сохранялись данные о моментах в приводах T_1, T_2, T_3 при заданной нагрузке, после чего эти значения сравнивались со значениями, вычисленными по формуле (8) для вектора внешней нагрузки \mathbf{P} . Далее вычислялась относительная погрешность результатов теоретического расчета относительно результатов моделирования:

$$\Delta_{\text{отн}}(T_i) = \frac{\left| |T_{i,\text{теор}}| - |T_{i,\text{мод}}| \right|}{|T_{i,\text{мод}}|} \cdot 100\%, \quad (9)$$

где $|T_{i,\text{теор}}|$ и $|T_{i,\text{мод}}|$ – абсолютные значения момента в i -м приводе, полученные аналитически и в результате моделирования соответственно.

Указанная погрешность составила не более $7 \cdot 10^{-10} \%$, что позволяет сделать вывод об отсутствии ошибок в расчетных зависимостях.

Необходимо отметить, что формула (8) не учитывает наличие массы у подвижных частей механизма, а среда *SimMechanics 2.0* не позволяет проводить моделирование с безмассовыми моделями. Поэтому предварительно было смоделировано движение механизма по той же траектории, но без приложения внешней нагрузки, после чего моменты в приводах, полученные в этом дополнительном моделировании были вычтены из моментов, полученных в основном эксперименте, что дало возможность сравнить полученную разность со значениями, полученными аналитически.

На следующем этапе, при движении выходного звена по той же траектории, к нему прикладывалась различными способами внешняя сила, равная 10 Н: в первом случае – постоянная по направлению, параллельному оси x , $\mathbf{P} = (10, 0, 0)$, или оси y , $\mathbf{P} = (0, 10, 0)$; во втором случае направление действия силы вычислялось для каждого привода механизма согласно описанному в работе подходу. При этом записывались вращающие моменты T_1, T_2, T_3 , возникающие в приводах. Заметим, что при рассмотрении вектора внешней нагрузки \mathbf{P} его моментная составляющая (третья компонента) принималась равной нулю. Это позволяет проверить правильность вывода о возможности раздельного рассмотрения силовой и моментной составляющих внешней нагрузки путем простого «отбрасывания» компонент, не соответствующих рассматриваемому типу нагрузки.

На рисунке 4 в качестве примера представлены графики изменения абсолютной величины момента в первом приводе механизма.

Как видно из графиков, абсолютная величина момента в приводе при действии силы, направление которой определялось на основе предложенного в работе подхода (кривая 1), всегда оказывалась больше, чем при действии силы, равной по модулю, но постоянной по направлению – вдоль осей x или y (кривые 2 и 3 соответственно). Для двух других приводов были получены аналогичные результаты.

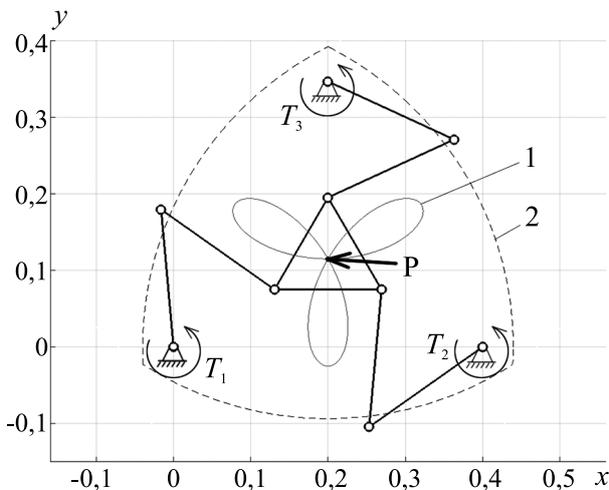


Рис. 3. Схема нагружения механизма при компьютерном моделировании:

- 1 – траектория движения выходного звена;
- 2 – граница рабочей зоны механизма

Чтобы свести возможность ошибки к минимуму, был также проведен итерационный анализ (статическая задача): с шагом 1 мм перебирались точки рабочей зоны механизма, в каждой из точек с шагом в 1 градус перебирались различные направления внешней силы, равной по модулю 10 Н, и по аналитическим зависимостям рассчитывались моменты в приводах, соответствующие этим силам. После этого в каждой точке наибольшие по модулю значения моментов в приводах, полученные путем перебора различных направлений внешней силы, сравнивались с абсолютными значениями моментов, полученных с помощью рассматриваемого в работе подхода. В результате, в каждой из 160725 проанализированных точек значения моментов в приводе, рассчитанные согласно описываемому подходу, оказывались (по абсолютной величине) больше значений моментов, полученных при переборе. Таким образом, можно утверждать, что предложенный подход действительно позволяет рассчитать «наихудший» вектор внешней нагрузки в любой точке рабочей зоны и соответствующее ему максимальное усилие в рассматриваемом приводе механизма.

Как уже было сказано, рассматриваемый подход не учитывает собственные массы звеньев механизма, а значит, и влияние сил инерции на усилия в приводах. Однако, как упоминалось ранее, на практике при анализе механизмов параллельной структуры массовыми характеристиками механизма нередко пренебрегают. Тем не менее, при моделировании движения плоского механизма при указанных выше параметрах, по формуле (9) была оценена погрешность значений моментов в приводе, определенных аналитически, относительно значений, полученных в результате моделирования, проведенного с учетом масс промежуточных звеньев.

Как видно из графика изменения относительной погрешности для первого привода (рис. 5), погрешность не превышает 0,18%, что значительно меньше возможных погрешностей, вносимых неточностями при изготовлении, калибровке и управлении реальным механизмом.

Увеличение значений ускорений при движении механизма, безусловно, увеличит погрешность вычислений, однако процесс вычисления «наихудшего» вектора внешней нагрузки может быть скорректирован. Для этого в уравнении (3) и далее необходимо учесть наличие сил инерции. При этом, насколько усложнится алгоритм расчета, зависит только от сложности расчета инерционных составляющих.

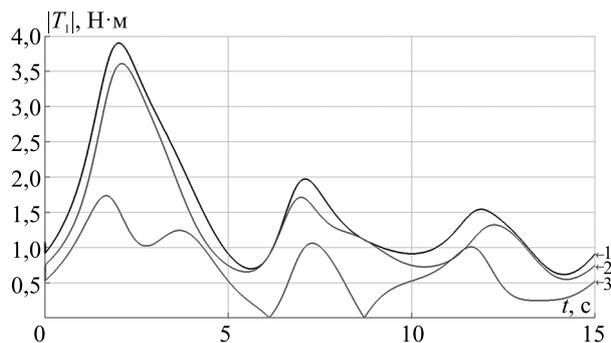


Рис. 4. Абсолютная величина момента в приводе:

1 – для внешней силы, действующей по направлению, определенному с использованием рассматриваемого подхода; 2 – для внешней силы, действующей параллельно оси x ; 3 – для внешней силы, действующей параллельно оси y

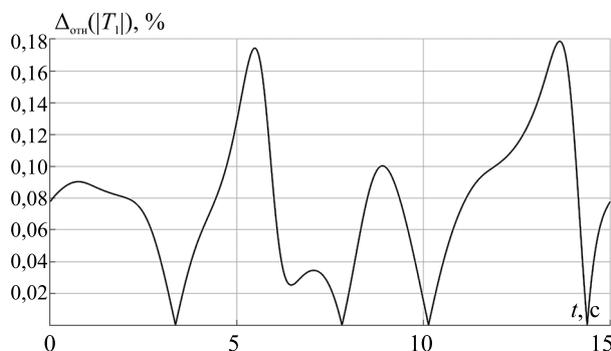


Рис. 5. Относительная погрешность величины момента в приводе, определенного аналитически, от данных моделирования с учетом масс промежуточных звеньев

Заключение

В данной работе представлен подход по определению наилучшего направления приложения внешней нагрузки к выходному звену механизмов параллельной структуры, при котором усилие в приводе будет максимальным по сравнению с любым другим направлением. Основным достоинством рассматриваемого подхода является его простота, а также возможность использования для анализа механизмов с любым числом степеней свободы. При этом также возможно раздельное рассмотрение силовых и моментных составляющих внешней нагрузки. Таким образом, еще на этапе анализа и моделирования механизма можно с высокой степенью точности определить требуемые силовые характеристики его приводов по известным величинам нагрузок на выходное звено, не зная их возможного направления и рассматривая самый неблагоприятный случай, а также оценить близость к особым по-

ложениям в любой точке рабочей зоны. Данный подход в представленном в работе виде не учитывает влияние масс подвижных звеньев механизма. Однако инерцией звеньев нередко можно пренебречь, поскольку ее влияние на усилия в приводах значительно меньше влияния внешних сил, возникающих при эксплуатации механизма. Если же необходимо учитывать силы инерции, то это можно сделать, не прибегая к серьезной модификации самого подхода.

Список литературы

1. Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А. Манипуляционные механизмы параллельной структуры и их приложения в современной технике // Доклады академии наук. 2014. № 4. С. 1–4.
2. Глазунов В.А., Чунихин А.Ю. Развитие механизмов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 3. С. 37–43.
3. Gosselin C.M., Angeles J. Singularity analysis of closed-loop kinematic chains // IEEE Transactions on Robotics and Automatics. 1990. Vol. 6(3). P. 281–290.
4. Merlet J.-P. Parallel Robots: 2nd edition. Springer, 2006. – 402 p.
5. Arakelian V., Briot S., Glazunov V. Increase of singularity-free zones in the workspace of parallel manipulators using mechanisms of variable structure // Mechanism and Machine Theory. 2008. Vol. 43. No. 9. P. 1129–1140.
6. Alba-Gomez O., Wenger P., Pamanes A. Consistent kinetostatic indices for planar 3-DOF parallel manipulators, application to the optimal kinematic inversion // ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Long Beach. 2005. Vol. 7. P. 765–774.
7. Briot S., Pashkevich A., Chablat D. Optimal technology-oriented design of parallel robots for high-speed machining applications // IEEE International Conference on Robotics and Automation, Anchorage. 2010. P. 1155–1161.
8. Chablat D., Wenger P., Angeles J. The isoconditioning loci of a class of closed-chain manipulators // IEEE International Conference on Robotics and Automation, Leuven. 1998. Vol. 3. P. 1970–1975.
9. Анализ углов давления и особых положений модулей параллельной структуры, предназначенных для механизмов относительного манипулирования / С.М. Демидов, В.А. Глазунов, А.Б. Ласточкин, Ю.Н. Артеменко // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 5. С. 11–20.
10. Sutherland G., Roth B. A Transmission index for spatial mechanisms // Journal of Engineering for Industry. 1973. Vol. 95. No. 2. P. 589–597.
11. Balli S., Chand S. Transmission angle in mechanisms // Mechanism and Machine Theory. 2002. Vol. 37. No. 2. P. 175–1952.
12. Merlet J.-P. Jacobian, manipulability, condition number, and accuracy of parallel robots // Journal of Mechanical Design. 2006. Vol. 128. No. 1. P. 199–205.
13. Скоростные и силовые критерии близости к сингулярностям манипуляторов параллельной структуры / В.А. Глазунов, В. Аракелян, С. Брюо, Г.В. Раюоян // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 1. С. 10–17.

Материал поступил в редакцию 05.05.2016

ЛАРЮШКИН Павел Андреевич

E-mail: pav.and.lar@gmail.com
Тел.: (495) 919-28-07

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им Н.Э. Баумана». Сфера научных интересов – теория механизмов и машин, робототехника, механизмы параллельной структуры. Автор 23 научных публикаций.

ГЛАЗУНОВ Виктор Аркадьевич

E-mail: vaglznv@mail.ru
Тел.: (495) 628-87-30

Доктор технических наук, доктор философских наук, профессор, директор ФГБУН «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН». Сфера научных интересов – теория механизмов и машин, робототехника, механизмы параллельной структуры, философия науки. Автор более 300 научных публикаций.

ЭРАСТОВА Ксения Георгиевна

E-mail: earastovakg@student.bmstu.ru
Тел.: (909) 643-76-85

Студентка кафедры «Ядерные реакторы и установки» ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им Н.Э. Баумана». Сфера научных интересов – теория механизмов и машин.