

УДК 531.1; 531.8

В.К. Манжосов, А.А. Самсонов

ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ЗАХВАТЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА

Манжосов Владимир Кузьмич, доктор технических наук, окончил машиностроительный факультет Фрунзенского политехнического института, профессор кафедры «Промышленное и гражданское строительство» Ульяновского государственного технического университета. Имеет статьи, монографии, изобретения в области динамики машин, моделирования процессов удара. [e-mail: v.manjosov@ulstu.ru].

Самсонов Александр Анатольевич, окончил Димитровградский институт технологии, управления и дизайна УлГТУ, аспирант УлГТУ. Имеет статьи и патенты в области создания механизмов различного технологического назначения. [e-mail: tpm@ulstu.ru].

Аннотация

Статья посвящена проблеме функционирования рычажного механизма при автоматизированном захвате твердого тела. В технологических системах такие механизмы используются для подъема и перемещения твердых цилиндрических тел. Задачей механизма является способность удерживать твердое тело за счет сил трения в зоне захвата. Силы трения в зоне контакта ведомого звена с поверхностью тела исключают возможность разрыва связи между твердым телом и ведомым звеном. Усилие зажима зависит от величины движущей силы и параметров рычажного механизма захвата. Построена модель рычажного механизма захвата. Установлено соотношение силы на ведущем звене и возникающей нормальной реакции в зоне контакта ведомого звена с цилиндрической поверхностью. Определено влияние параметров механизма на соотношение этих сил. Показаны зоны, при которых отношение сил достигает наименьших значений.

Ключевые слова: модель рычажного механизма, автоматизированный захват, силы трения, угол передачи движения.

THE FUNCTIONING OF THE LEVER MECHANISM FOR AUTOMATED CAPTURE OF SOLID

Vladimir Kuzmich Manzhosov, Doctor of Science in Engineering; graduated from the Engineering Faculty of Frunze Polytechnic Institute; Professor at the Department of Industrial and Civil Engineering of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles, monographs, inventions in the field of dynamics of machines, impact processes modeling. e-mail: v.manjosov@ulstu.ru.

Aleksandr Anatolevich Samsonov, graduated from the Dimitrovgrad Institute of Technology, Management and Design of ULSTU; Postgraduate Student of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and patents in the field of creation of mechanisms of various technological purposes. e-mail: tpm@ulstu.ru.

Abstract

The article is devoted to the problem of functioning of the lever mechanism in the automated capture of a solid body. In technological systems such mechanisms are used to lift and move solid cylindrical bodies. The task of the mechanism is an ability to hold a solid body due to friction forces in the capture zone. Friction forces in the contact zone of the driven link with the surface of the body exclude the possibility of breaking the connection between the solid and the driven link. The gripping force depends on the magnitude of the driving force and the parameters of the lever mechanism gripper. The model of the lever mechanism of capture is constructed. The ratio of the force at the leading link and the arising normal reaction in the contact zone of the driven link with the cylindrical surface is established. The influence of the mechanism parameters on the ratio of these forces is determined. The zones at which the force ratio reaches the lowest values are shown.

Key words: model of lever mechanism, automated capture, friction forces, angle of motion transmission.

ВВЕДЕНИЕ

Механические захватные устройства предназначены для захвата, удержания и перемещения различных объектов транспортировки. Описание таких устройств можно найти в многочисленных отечественных и зарубежных источниках, посвященных вопросам автоматизации и роботизации технологических процессов [1–3].

Из многообразия схем механических захватов (клевых, эксцентриковых, вилочных, коромысловых, клиновых, штыревых) выделим класс рычажных механизмов захвата, удерживающих объект захвата за счет контактного взаимодействия ведомого звена механизма с объектом. При этом взаимодействии в зоне контакта возникают силы трения, препятствующие перемещению объекта транспортировки относительно захватов. Это перемещение может возникнуть от действия на объект статических и динамических сил.

Естественно, что для надежного захвата необходимо на ведущем звене механизма создать такую величину силы привода (движущей силы), которая бы обеспечила соответствующую величину контактной силы и силу трения больше суммарных статических и динамических сил, действующих на объект транспортировки. При этом всегда есть желание, чтобы сила привода была как можно меньше, так как это способствует уменьшению габаритов и массы привода.

На соотношение движущей силы и возникающих в зоне контакта реакций влияют параметры рычажного механизма. Важно определить зоны таких их значений, при которых эти соотношения были бы близки к наименьшим значениям. В известных работах о механических захватных устройствах [4–6] такие сведения отсутствуют.

1 Модель рычажного механизма при захвате твердого тела

В работе [7] рассмотрена схема манипулятора для автоматизированного захвата и перемещения твердых цилиндрических тел. Исполнительный механизм (рис. 1), обеспечивающий захват, представляет собой рычажный механизм. Ведущее звено (ползун) исполнительного механизма перемещается поступательно под действием движущей силы P , а ведомое звено (клевня) совершает вращательное движение в плоскости звена $AB = l$ и клешни ODC (обозначим эту плоскость как плоскость $x-y$, рис. 2).

При захвате цилиндрических тел исполнительных механизмов как минимум три. Углы между плоскостями исполнительных механизмов определяются как $\varphi = 2\pi/n$, где n – число исполнительных механизмов ($n > 2$).

Схема исполнительного механизма в момент контакта с объектом захвата представлена на рисунке 2. При контакте точка C имеет координаты x_c и $y_c = -h$. Положение звена

OA в момент контакта определяется углом φ . Расстояние от точки C до точек D и O определяется отрезками $DC = l_{DC}$ и $OC = l_c$. Расстояние от точки O до точки D определяется отрезком $OD = l_D$. Положение отрезка OC относительно вертикали определяется углом φ_h , положение отрезка DC относительно OD определяется углом φ_D .

Полагаем, что связи звеньев идеальные (за исключением контактной зоны). При контакте ведомого звена с твердым телом в точке контакта (в точке C) повороту звена ODC противодействует нормальная составляющая реакции – R и сила трения F .

Сила трения $F = f \cdot R$, где f – коэффициент трения. Направление силы трения в момент захвата таково, что момент силы трения препятствует повороту звена ODC .

Если при перемещении твердого тела захват удерживает его за счет сил трения F , то величина этих сил должна быть задана из условия надежности захвата при перемещении твердого тела.

В зависимости от угла φ и длин звеньев $OA = l_A$, $AB = l$ определяются углы β и φ_A (рис. 2):

$$l_A / \sin\beta = l / \sin\varphi, \sin\beta = (l_A / l) \sin\varphi, \\ \beta = \arcsin((l_A / l) \sin\varphi), \varphi_A = \pi - (\varphi + \beta). \quad (1)$$

В зависимости от l_D , x_c и h определяются l_c , φ_h , φ_{DC} , l_{DC} , φ_D :



Рис. 1. Механизм захвата манипулятора

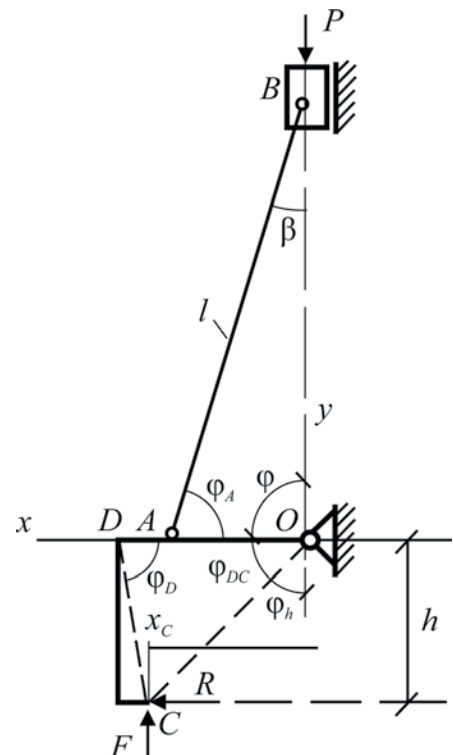


Рис. 2. Схема механизма в момент захвата

$$l_C = \sqrt{x_C^2 + h^2}, \quad \varphi_h = \arcsin\left(\frac{x_C}{l_C}\right),$$

$$\varphi_{DC} = \pi - (\varphi + \varphi_h), \quad l_{DC} = \sqrt{l_C^2 + l_D^2 - 2l_C l_D \cos \varphi_{DC}},$$

$$\cos \varphi_D = \frac{l_D^2 + l_{DC}^2 - l_C^2}{2l_D l_{DC}}, \quad \varphi_D = \arccos \frac{l_D^2 + l_{DC}^2 - l_C^2}{2l_D l_{DC}}.$$

Перейдем к относительным величинам, использование которых позволит не привязываться к конкретным размерам механизма, а получить более общую картину взаимосвязи силовых и геометрических параметров:

$$\tilde{l} = l/l_A; \quad \tilde{x}_C = x_C/l_A; \quad \tilde{h} = h/l_A; \quad \tilde{l}_D = l_D/l_A;$$

$$\tilde{l}_{DC} = l_{DC}/l_A; \quad \tilde{l}_C = l_C/l_A. \quad (2)$$

Тогда

$$\sin \beta = \frac{\sin \varphi}{\tilde{l}}, \quad \beta = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\tilde{l}}\right), \quad \tilde{l}_C = \sqrt{\tilde{x}_C^2 + \tilde{h}^2},$$

$$\varphi_h = \arcsin\left(\frac{\tilde{x}_C}{\tilde{l}_C}\right), \quad (3)$$

$$\varphi_{DC} = \pi - (\varphi + \varphi_h),$$

$$\tilde{l}_{DC} = \sqrt{\tilde{l}_C^2 + \tilde{l}_D^2 - 2\tilde{l}_C \tilde{l}_D \cos \varphi_{DC}},$$

$$\varphi_D = \arccos \frac{\tilde{l}_D^2 + \tilde{l}_{DC}^2 - \tilde{l}_C^2}{2\tilde{l}_D \tilde{l}_{DC}}. \quad (4)$$

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ДВИЖУЩЕЙ СИЛОЙ P И РЕАКЦИЕЙ R ПРИ ЗАХВАТЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА

Рассекая звено AB и используя аксиому связей, определим соотношение между движущей силой P, действующей на ползун, и продольной силой N в поперечном сечении звена AB. На рисунке 3 представлена схема сил, действующих на ползун и отсеченную часть звена AB.

Из условия статического равновесия сил следует, что $N \cos \beta - P = 0$, $N = P / \cos \beta$. (5)

На рисунке 4 представлена схема сил, действующих

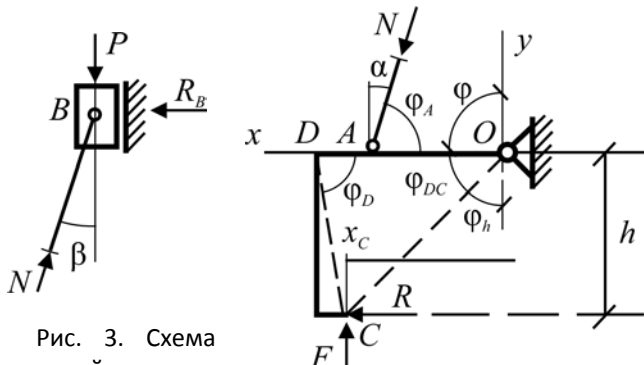


Рис. 3. Схема сил, действующих на ползун B и отсеченную часть звена AB

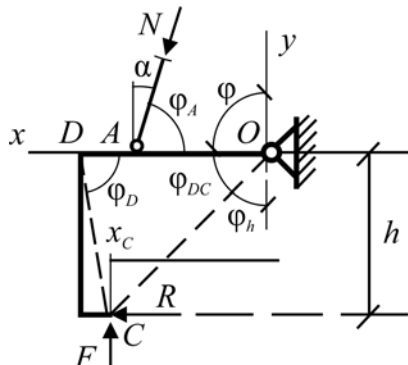


Рис. 4. Схема сил, действующих на часть звена AB и ведомое звено (клевню) ODC

на отсеченную часть звена AB и ведомое звено (клевню) ODC в момент контакта с твердым телом (полагаем, что связи звеньев, за исключением зоны контакта, идеальные). Из условия статического равновесия сил следует, что

$$N \cos \alpha \cdot l_A - Rh - F \cdot x_C = 0, \quad F = f \cdot R,$$

$$N = \frac{R(h + f \cdot x_C)}{l_A \cos \alpha}, \quad (6)$$

где α – угол давления.

Приравняв (5) и (6), приходим к равенству:

$$\frac{P}{\cos \beta} = \frac{R(h + f \cdot x_C)}{l_A \cos \alpha}, \quad (7)$$

$$\frac{P}{R} = \frac{(h + f \cdot x_C) \cos \beta}{l_A \cos \alpha}.$$

Используя безразмерные величины, получим

$$\frac{P}{R} = \frac{(\tilde{h} + f \cdot \tilde{x}_C) \cos \beta}{\cos \alpha}. \quad (8)$$

От угла φ_A зависит величина угла передачи движения от звена AB рычагу OD (обозначим его как γ) и величина угла давления $\alpha = \pi/2 - \gamma$:

$$\gamma = \begin{cases} \pi - \varphi_A, & \text{если } \varphi < \pi/2 - \beta; \\ \varphi_A, & \text{если } \varphi \geq \pi/2 - \beta; \end{cases} \quad (9)$$

$$\gamma = \begin{cases} \varphi + \beta, & \text{если } \varphi < \pi/2 - \beta; \\ \pi - (\varphi + \beta), & \text{если } \varphi \geq \pi/2 - \beta. \end{cases}$$

Координата x_C точки контакта зависит от поперечных размеров объекта захвата. Координата y_C определяет расстояние h по вертикали от точки O до точки C. Эти величины, как правило, должны быть заданы при проектировании механизма.

Чтобы при меньшей силе P обеспечить большее значение реакции R в зоне контакта целесообразно, чтобы угол давления $\alpha \rightarrow 0$, а угол γ (угол передачи движения от звена AB рычагу OD) стремился к значению $\gamma \rightarrow \pi/2$. При $\varphi \rightarrow \pi/2 - \beta$ угол передачи движения $\gamma \rightarrow \pi/2$.

Так как $\alpha = \pi/2 - \gamma$, то $\cos \alpha = \sin \gamma$ и равенство (8) можно представить в виде:

$$\frac{P}{R} = \frac{(\tilde{h} + f \cdot \tilde{x}_C) \cos \beta}{\sin \gamma}. \quad (10)$$

Если учесть, что

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - (\sin^2 \varphi) / \tilde{l}^2},$$

$$\sin \gamma = \sin(\varphi + \beta) = \sin\left[\varphi + \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\tilde{l}}\right)\right], \quad (11)$$

то зависимость (10) можно преобразовать к виду:

$$\frac{P}{R} = \frac{(\tilde{h} + f \cdot \tilde{x}_C) \sqrt{\tilde{l}^2 - \sin^2 \varphi}}{\tilde{l} \sin \left[\varphi + \arcsin \left(\frac{\sin \varphi}{\tilde{l}} \right) \right]} \quad (12)$$

Равенство (12) показывает зависимость соотношения сил P/R от геометрических параметров рычажного механизма захвата и угла φ , при котором происходит контакт ведомого звена (клевши) с твердым телом.

3 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ДВИЖУЩЕЙ СИЛОЙ P И РЕАКЦИЕЙ R ПРИ ЗАХВАТЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА

На рисунке 5 представлены диаграммы, характеризующие изменение углов φ_A , γ и β в зависимости от угла φ , при котором происходит контакт клеветни с твердым телом. Изменение угла φ рассматривается в диапазоне от 1 до 2 радиан при следующих параметрах механизма: $\tilde{l} = 5$; $\tilde{l}_D = 1,2$; $\tilde{x}_C = 1$; $\tilde{h} = 1,2$.

В рассматриваемом диапазоне параметров угол β изменяется в весьма малых пределах от 0,17 до 0,2 рад. В этой связи угол $\varphi_A = \pi - (\varphi + \beta)$ практически линейно зависит от угла φ .

Диаграмма угла передачи движения γ имеет четко выраженный максимум при $\varphi = 1,37$. Величина угла γ при этом достигает значения $\gamma = 1,57 = \pi/2$. На рисунке 5 затененная зона показывает область рационального диапазона угла φ , при котором целесообразно обеспечивать контакт ведомого звена (клевши) с твердым телом. В этом диапазоне угол передачи движения γ принимает значения от 1,5 до 1,57 рад, т. е. близок к $\pi/2$.

Обратимся к расчетной зависимости (10), определяющей соотношение движущей силы P и возникающей в контактной зоне реакции R , значение которой определяет силу трения $F = f \cdot R$, способной удерживать твердое тело при захвате и его перемещении.

На рисунке 6 представлена диаграмма соотношения

сил P/R зависимости от угла φ , при котором происходит контакт ведомого звена с твердым телом (коэффициент трения $f = 0,2$). Параметры механизма захвата приняты следующими: $\tilde{l} = 5$; $\tilde{l}_D = 1,2$; $\tilde{x}_C = 1$; $\tilde{h} = 1,2$.

На диаграмме явно можно проследить диапазон минимальных соотношений сил P/R ($P/R = 1,37$), который вновь попадает в область рациональных значений угла φ , когда целесообразно обеспечить контакт ведомого звена (клевши) с твердым телом. Это указывает на то, что даже в наиболее благоприятном случае значение движущей силы P почти на 40% превышает реакцию R в зоне контакта.

Анализируя зависимость (10), заметим, что для снижения соотношения P/R необходимо увеличивать угол β и стремиться обеспечить значение угла γ , близкое к $\pi/2$. Целесообразно также стремиться к уменьшению \tilde{h} и \tilde{x}_C .

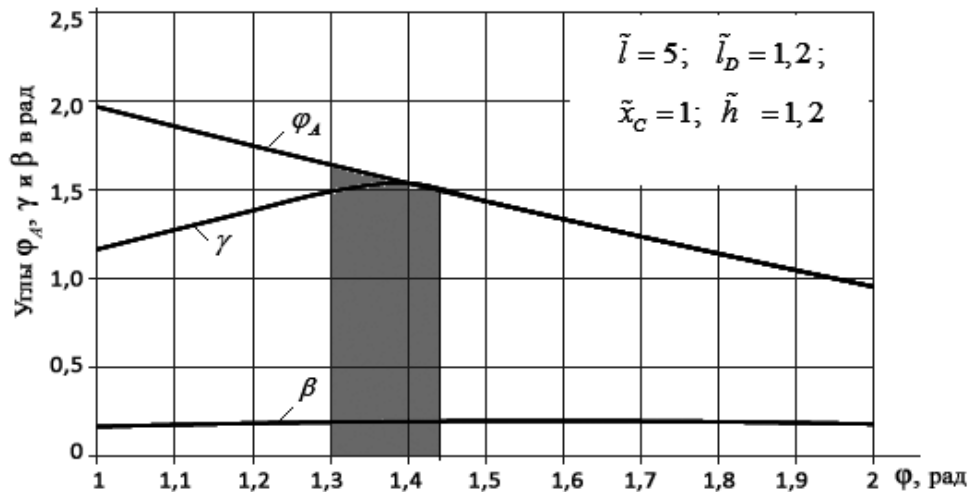


Рис. 5. Изменение углов φ_A , γ и β в зависимости от угла φ

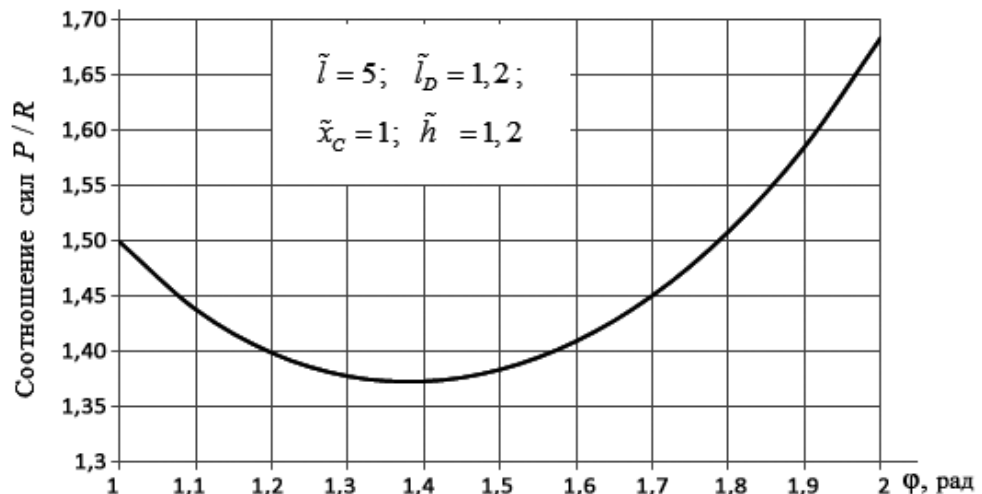


Рис. 6. Диаграмма соотношения сил P/R зависимости от угла φ при коэффициенте трения $f = 0,2$

Для увеличения угла β , как следует из (3), необходимо уменьшать \tilde{l} . На рисунке 7 представлены диаграммы соотношения сил P/R зависимости от \tilde{l} при $\tilde{l}_D = 1,2$; $\tilde{x}_C = 1$; $h = 1,2$ (коэффициент трения $f = 0,2$).

Если при $\tilde{l} = 5$ минимальное соотношение сил $P/R = 1,37$ (при $\varphi = 1,37$), то при $\tilde{l} = 2$ соотношение сил P/R снижается до значения 1,247 (при $\varphi = 1,2$).

Меньшие значения \tilde{l} более предпочтительны, так как уменьшают продольные габариты исполнительного механизма. Однако при малых \tilde{l} контакт с твердым телом происходит при меньших значениях угла φ . А как следует из равенств

$$\varphi_{DC} = \pi - (\varphi + \varphi_h),$$

$$l_{DC} = \sqrt{l_c^2 + l_D^2 - 2l_c l_D \cos \varphi_{DC}},$$

меньшие значения угла φ увеличивают угол φ_{DC} , длину l_{DC} , габариты клешни.

Обратимся к равенству (12), устанавливающему зависимость соотношения сил P/R от геометрических па-

раметров рычажного механизма захвата и угла φ , при котором происходит контакт ведомого звена (клешни) с твердым телом.

Из этого равенства следует, что величина \tilde{l} не может быть меньше $\sin \varphi$. Величина \tilde{l} не может быть равной $\sin \varphi$. В случае равенства угол $\beta = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\tilde{l}}\right) = \pi/2$, и малое перемещение ползуна приведет не к захвату твердого тела, а, наоборот, к потере контакта.

Следовательно, величина \tilde{l} должна быть больше $\sin \varphi$. Максимальное значение $\sin \varphi$ равно 1 при $\varphi = \pi/2$. Чтобы с запасом исключить возможность потери контакта с твердым телом, целесообразно принимать значение $l \geq 2$. Меньшие значения \tilde{l} в диапазоне от 1 до 2 требуют более тщательного анализа получаемых выгод.

Анализируя диаграммы, представленные на рисунке 7, можно заметить существование особой точки, в которой диаграммы для различных \tilde{l} практически

пересекаются. Соотношение сил в этой точке $P/R \approx 1,4$, а угол $\varphi \approx \pi/2$.

Параметр \tilde{h} , определяющий плечо реакции R и, соответственно, момент сопротивления этой силы, заметно влияет на соотношение P/R . На рисунке 8 представлены диаграммы соотношения сил P/R зависимости от \tilde{h} при $\tilde{l}_D = 1,2$; $\tilde{x}_C = 1$; $\tilde{l} = 2$ (коэффициент трения $f = 0,2$).

Если при $\tilde{h} = 1,2$ минимальное соотношение сил P/R составляет 1,247 (при $\varphi = 1,2$), то при $h = 0,8$ это соотношение снижается до значения $P/R = 0,89$ (при $\varphi = 1,2$).

Если анализировать диаграммы, представленные на рисунках 7 и 8, то можно констатировать, что для меньшего соотношения сил P/R контакт ведомого звена (клешни) с твердым телом целесообразно осуществлять при углах $\varphi < \pi/2$.

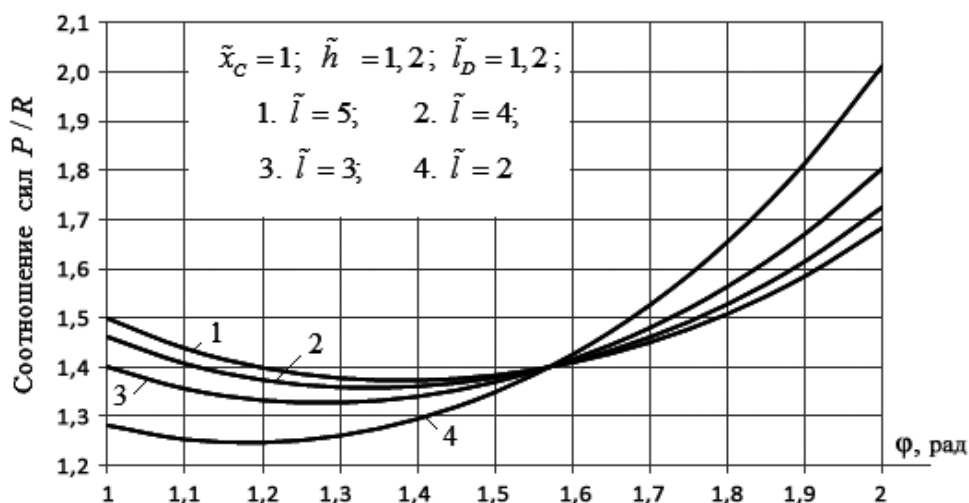


Рис. 7. Диаграмма соотношения сил P/R зависимости от угла φ при различных \tilde{l}

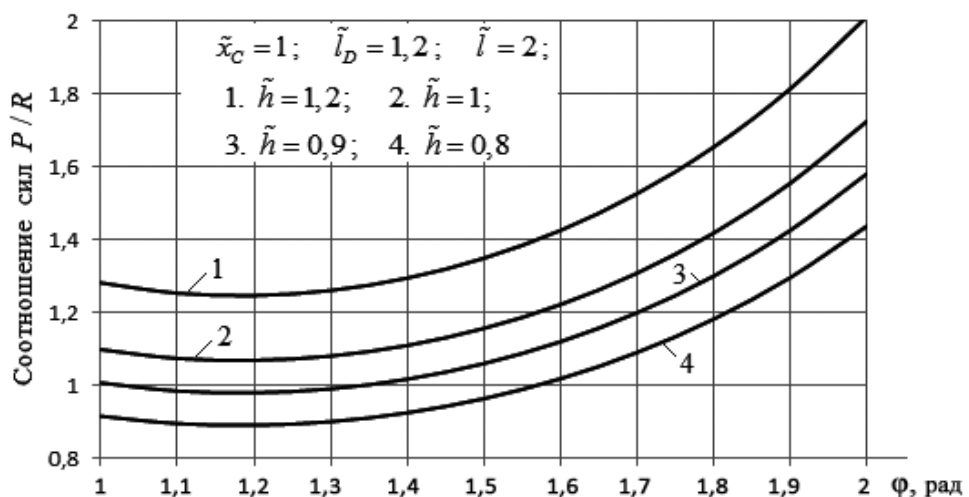


Рис. 8. Диаграмма соотношения сил P/R зависимости от угла φ при различных \tilde{h}

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрена модель рычажного механизма захвата, который может быть использован в соответствующих технологических операциях по перемещению твердых тел.

Построена расчетная зависимость соотношения между силой, создаваемой приводом на ведущем звене (движущей силы), и реакцией в зоне контакта ведомого звена с твердым телом. Изучено влияние на соотношение движущей силы и реакции геометрических параметров рычажного механизма захвата и угла φ , при котором происходит контакт ведомого звена (клевши) с твердым телом.

Определена область рационального диапазона угла φ , при котором целесообразно обеспечивать контакт ведомого звена (клевши) с твердым телом. Угол φ не должен превышать значения $\pi/2$ (так при $\tilde{l}=5$ область рациональных значений угла φ находится в диапазоне от 1,3 до 1,44). С уменьшением продольных габаритов рычажного механизма этот диапазон смещается в сторону меньших значений угла φ (при $\tilde{l}=2$ область рациональных значений угла φ находится в диапазоне от 1,1 до 1,3).

Величина \tilde{l} , определяющая продольные габариты рычажного механизма захвата, должна быть больше $\sin \varphi$. Для исключения возможности потери контакта с твердым телом, целесообразно принимать значение $\tilde{l} \geq 2$. Меньшие значения \tilde{l} в диапазоне от 1 до 2 требуют более тщательного анализа получаемых выгод.

Существенное влияние на соотношение сил P/R оказывает параметр \tilde{h} , определяющий плечо реакции R и, соответственно, момент сопротивления этой силы (при $\tilde{h}=1,2$ минимальное соотношение сил P/R составляет 1,247; при $\tilde{h}=0,8$ это соотношение снижается до значения $P/R=0,89$).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Т. 1. Рычажные механизмы. – М. : Наука, 1970. – 608 с.

2. Fan Yu C. Gripping Mechanisms for Industrial Robots // *Mechanism and Machine Theory*. 1982, 17 (5). pp. 299–311.

3. Челпанов И.Б. Схваты промышленных роботов. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд., 1989. – 287 с.

4. Manna A.R., Akyurt M., El-Kalay A.K. Six-link Gripper for Cylindrical Objects // *Journal of Islamic Academy of Sciences* 3:1, 1990. pp. 6–10.

5. A Positive Pressure Universal Gripper Based on the Jamming of Granular Material / J.R. Amend, E. Brown, N. Rodenberg, H.M. Jaeger, H. Lipson // *IEEE Transactions on Robotics*. 2012. Vol. 28, No 2. pp. 341–349.

6. Shimoga K.B. Robot grasp synthesis algorithms: A survey // *Int. J. Robot. Res.* 1996. Vol. 15. pp. 230–266.

7. Самсонов А.А. Манипуляторы для дистанционного перемещения грузов // Сб. матер. 52-й науч.-техн. конф. УлГТУ. – Ульяновск : УлГТУ. 2018. – Ч. 1. – С. 132–135.

REFERENCES

1. Artobolevskiy I.I. *Mekhanizmy v sovremennoy tekhnike. T. 1. Rychazhnye mekhanizmy* [Tools in Modern Engineering. Vol. 1. Lever Mechanisms]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 608 p.

2. Fan Yu C. Gripping Mechanisms for Industrial Robots. *Mechanism and Machine Theory*, 1982, 17 (5), pp. 299–311.

3. Chelpanov I.B. *Skhvaty promyshlennykh robotov* [Grippers of Industrial Robotic]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningr. otd. Publ., 1989. 287 p.

4. Manna A.R., Akyurt M., El-Kalay A.K. Six-link Gripper for Cylindrical Objects. *Journal of Islamic Academy of Sciences* 3:1, 1990. pp. 6–10.

5. Amend J.R., Brown E., Rodenberg N., Jaeger H.M., Lipson H. A Positive Pressure Universal Gripper Based on the Jamming of Granular Material. *IEEE Transactions on Robotics*. 2012, vol. 28, no. 2, pp. 341–349.

6. Shimoga K.B. Robot grasp synthesis algorithms: A survey. *Int. J. Robot. Res.*, 1996, vol. 15. pp. 230–266.

7. Samsonov A.A. Manipulatory dlia distantsionnogo peremeshcheniya грузов [Manipulators for Remote-Controlled Moving of Loads]. *Sb. mater. 52-i nauch.-tekhn. konf. UIGTU* [Proc. of the 52th Sci. Tech. Conf. at UISTU]. Ulyanovsk, UISTU Publ., 2018, part 1, pp. 132–135.