

УДК 621.798:621.891:531.43

ТРИБОЛОГИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ ШТУЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ

С.В. Фёдоров, Н.А. Серeda

ФГБОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет»,
Россия, 236022, г. Калининград, Советский проспект, 1
E-mail: fedorov@klgtu.ru

В статье приведены результаты применения количественных признаков натуральных машин при структурном и силовом анализе механизма манипулятора для передачи штучных изделий. Силовой анализ рычажного механизма с учётом значений коэффициентов трения, установленный на этапе структурного анализа механизма, позволил расширить понятие натуральной машины.

правило натуральных машин, структурный и силовой анализ механизма, угол давления, коэффициент (угол) трения, коэффициент полезного действия

ВВЕДЕНИЕ

В рамках метода трибоэргодинамики предложен [1-3] энергоэнтропийный анализ машины, в результате которого выявлены количественные признаки натуральных (номинальных) машин. Согласно правилу натуральных машин (ПНМ), сумма адаптивных коэффициентов трения элементов звеньев кинематической цепи должна быть равна единице $\sum f_{adapt} = 1,0$. Рекомендации по определению значений адаптивных коэффициентов трения на этапе структурного анализа машины, когда известно число звеньев и кинематических пар (пар трения) механизма, даны в работе [3]. Что касается условий передачи сил и мощностей с учётом коэффициентов трения, установленных по ПНМ на этапе структурного анализа механизма, то они в литературе не освещены. Цель статьи – исследование рычажного механизма на предмет получения зависимости, характеризующей условия передачи сил и мощностей с учётом значений коэффициентов трения, определённых по ПНМ на этапе структурного анализа рассматриваемого механизма.

ОБЪЕКТЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве объекта исследования выбран рычажный механизм манипулятора для передачи изделий. Устройство предназначено для перемещения штучных изделий при выполнении вспомогательных операций в технологических машинах и линиях пищевых производств [4, 5]. На рис. 1 приведена кинематическая схема манипулятора для передачи штучных изделий, передаточный механизм которого построен на основе рычажного многозвенника [6]. Рисунок содержит следующие обозначения: 1 – передаточный механизм; 2 – исполнительный механизм; 3 – захваты; 4 – кривошип (ведущее звено механизма 1); 5 – шатун; 6 – коромысло; 7 – поворотная направляющая; 8 – выходное звено механизма 1 и ведущее звено

механизма 2; 9 – цапфа; 10 и 11 – выходные звенья механизма 2; 12 – кулачок–копир; 13 – палец звена 8; 14 и 15 – фигурные пазы в теле копира 12; 16 и 17 – ролики выходных звеньев 10 и 11.

Манипулятор для передачи штучных изделий по рис. 1 в конструктивном исполнении обладает возможностью обеспечения переналадки на заданный ход выходного звена 8 передаточного механизма путём изменения угла размаха $\gamma = \phi_1(l, h)$ выходного звена. Угол размаха γ звена 8, а значит, и расстояние между позициями «схват изделия» и «выдача ...», можно варьировать либо изменением длины выходного звена 8 передаточного механизма, либо изменением длин l и h .

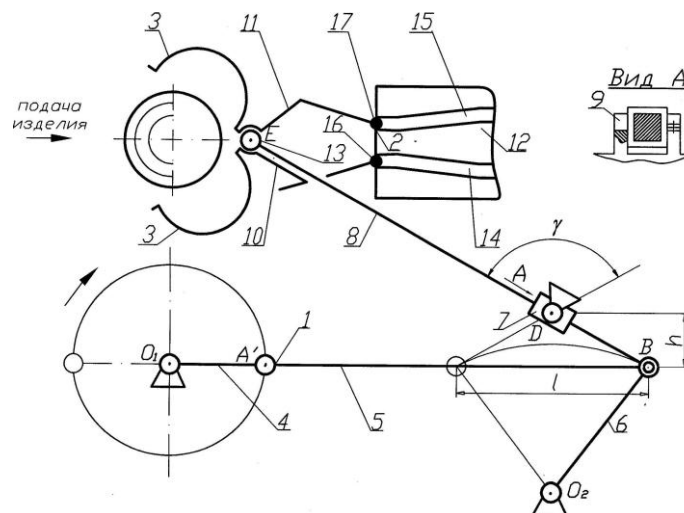


Рис. 1. Кинематическая схема манипулятора для передачи штучных изделий
Fig. 1. The manipulator's cinematic scheme for handling piece goods

Задача трибологического исследования рычажного механизма манипулятора включает следующие этапы: 1) структурный анализ механизмов манипулятора для передачи штучных изделий. Определение коэффициентов трения в соответствии с ПНМ; 2) силовой анализ рычажного механизма с получением зависимости, позволяющей анализировать условия передачи сил и мощностей с учётом значений коэффициентов трения, определённых по ПНМ на этапе структурного анализа рассматриваемого механизма.

В работе использованы теоретические положения трибологии, элементы теории механизмов и машин, механики машин пищевых производств, а также основы линейной алгебры и геометрии.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для определения значений коэффициентов трения в соответствии с ПНМ обратимся к кинематической схеме манипулятора для передачи штучных изделий, представленной на рис. 1.

Результаты применения ПНМ [3] при структурном анализе механизмов манипулятора для передачи штучных изделий приведены в табл. 1. Высшая кинематическая пара «ролик – паз копира» в исполнительном механизме заменена на две низшие (вращательную и поступательную) и одно звено (ползун). В исполнительном механизме не учитывалась дублирующая связь, образующая захват.

Таблица 1. Результаты применения правила натуральных машин [3] при структурном анализе механизмов манипулятора по рис. 1

Table 1. Results of usage machine's natural rule to structural analysis of manipulator for handling piece goods (fig. 1)

Механизм манипулятора	Число звеньев механизма присоединяемой структурной группы механизма n	Число кинематических пар пятого класса структурной группы p_5	Число механизма (машины) n_{mash}	Значения адаптивных коэффициентов трения в соответствии с ПНМ [3]
Центральный кривошипно-коромысловый механизм (ЦККМ)	2 (шатун 5, коромысло 6)	3	4	0,25; 0,25; 0,25; 0,25
Передаточный механизм	4 (шатун 5, коромысло 6, поворотная направляющая 7, выходное звено 8)	6	7	0,05; 0,25; 0,2; 0,2; 0,1; 0,1; 0,1
Исполнительный механизм	2 (выходное звено 11 или 12, звено от замены высшей пары двумя низшими)	3	4	0,25; 0,25; 0,25; 0,25
Манипулятор в целом	6	9	10	0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1

Согласно теоретическим представлениям [1-3], анализируемые механизмы манипулятора для передачи штучных изделий как натуральные машины должны иметь значения адаптивных коэффициентов трения в парах трения, представленные в последнем столбце табл. 1. Следовательно, правило $\sum f_{adapt} = 1,0$ совместно с правилом образования механизмов Л.В. Ассура позволяет на стадии структурного анализа механизма определять значения коэффициентов (углов) трения в парах трения механизма.

Проведём силовой анализ центрального кривошипно-коромыслового механизма (ЦККМ) манипулятора для передачи штучных изделий по рис. 1. Выбор в качестве анализируемого механизма ЦККМ объясняется тем, что он содержит наиболее нагруженную кинематическую пару B (см. рис. 1), образованную шатуном 5 и коромыслом 6. Рассмотрим передачу сил и мощностей в ЦККМ [7] в положении, когда угол передачи минимален. Упомянутое положение механизма выбрано потому, что силовая работоспособность рычажного механизма оценивается

по минимальному значению угла передачи [4]. Угол передачи μ^{geom} рассматриваем в функции относительных длин звеньев механизма λ_1 , λ_2 и λ_3 , а также угла поворота кривошипа φ :

$$\mu^{geom} = \phi_2(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \varphi), \quad (1)$$

где λ_1 – относительная длина кривошипа, $\lambda_1 = \frac{r}{d}$; λ_2 – относительная длина шатуна $\lambda_2 = \frac{l}{d}$; λ_3 – относительная длина коромысла $\lambda_3 = \frac{b}{d}$; r – длина кривошипа; l – длина шатуна; b – длина коромысла; d – межосевое расстояние. Изменяя относительные длины звеньев, можно получить ЦККМ с минимальным углом передачи в наиболее предпочтительном интервале $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$ [4].

На рис. 2 представлена схема и показаны силы, действующие в ЦККМ в положении, когда угол передачи минимален $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$. Зависимость для определения мгновенного КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма в рассматриваемом положении представим как отношение полезной мощности, которая создаётся полезным сопротивлением при осуществлении данного технологического процесса, к мощности движущих сил:

$$\eta = \frac{F_{n.c.} \cdot V_B}{N_t'' \cdot V_B}, \quad (2)$$

где $F_{n.c.}$ – сила полезного сопротивления совместно с весом звеньев исполнительного механизма, которую необходимо приложить, чтобы осуществить работу в единицу времени при условии отсутствия трения; V_B – скорость точки B ; N_t'' – сила, которую необходимо приложить, чтобы осуществить ту же работу в единицу времени, но при наличии трения.

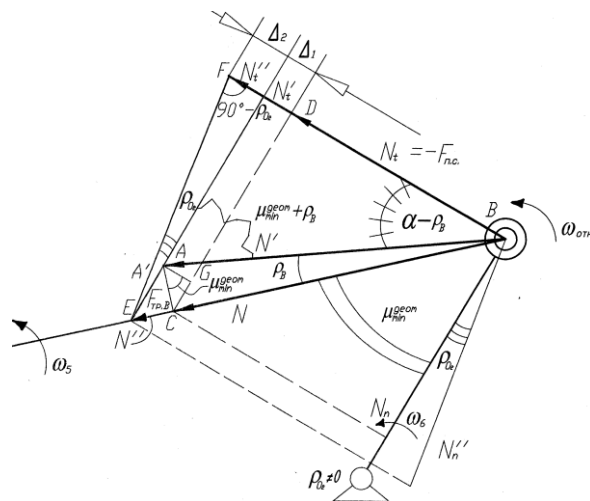


Рис. 2. Схема к определению мгновенного коэффициента полезного действия

ЦККМ в положении, когда $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$

Fig. 2. The scheme for determining of the instantly coefficient of efficiency of central

crank-and-rocker mechanism in a position where $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$

Силу полезного сопротивления $F_{n.c.}$ в положении механизма, когда угол передачи минимален, определим как

$$F_{n.c.} = N \cdot \sin(\mu_{min}^{geom}), \quad (3)$$

где N – нормальная нагрузка в кинематической паре B при условии отсутствия сил трения и сил инерции.

Из треугольника EFB по теореме синусов получим:

$$\frac{N_t''}{\sin(\mu_{min}^{geom} + \rho_{O_2})} = \frac{N''}{\sin(90 - \rho_{O_2})}. \quad (4)$$

С учётом того, что $N'' = \frac{N_t'}{\sin(\mu_{min}^{geom})}$; $N_t' = N' \cdot \sin(\mu_{min}^{geom} + \rho_B)$ и

$N' = \frac{N}{\cos(\rho_B)}$, имеем

$$N_t'' = \frac{N \cdot \sin(\mu_{min}^{geom} + \rho_B) \cdot \sin(\mu_{min}^{geom} + \rho_{O_2})}{\cos(\rho_B) \cdot \cos(\rho_{O_2}) \cdot \sin(\mu_{min}^{geom})}. \quad (5)$$

Подставим (3) и (5) в (2) и получим математическую зависимость, характеризующую мгновенный КПД в положении центрального кривошипно-коромыслового механизма, когда угол передачи минимален

$$\eta = \frac{\sin^2(\mu_{min}^{geom}) \cdot \cos(\rho_B) \cdot \cos(\rho_{O_2})}{\sin(\mu_{min}^{geom} + \rho_B) \cdot \sin(\mu_{min}^{geom} + \rho_{O_2})}. \quad (6)$$

Анализ зависимости (6) позволил установить, что мгновенный коэффициент полезного действия ЦККМ является функцией угла передачи μ_{min}^{geom} в рассматриваемом положении механизма и углов (коэффициентов) трения в кинематических парах B и O_2 .

Для расчёта мгновенного КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма возьмём значения коэффициентов (углов) трения, полученные в соответствии с правилом натуральной машины (ПНМ) на этапе структурного анализа ЦККМ:

1) значения $f_B = 0,25$, $f_{O_2} = 0,25$ (соответственно углы трения $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 14^\circ 2'$) приняты по табл. 1 для ЦККМ;

2) значения $f_B = 0,10$, $f_{O_2} = 0,10$ (соответственно углы трения $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 5^\circ 42'$) приняты по табл. 1 для манипулятора в целом.

Рассмотрим случай повышения КПД за счёт перехода по величинам коэффициентов трения на другой (более высокий) структурный уровень с учётом теоретических рекомендаций [3, табл. 3]. Для этого примем значения коэффициентов трения $f_B = 0,025$, $f_{O_2} = 0,025$ (соответственно углов трения $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 1^\circ 25'$).

Учтём также следующее допущение: если углы (коэффициенты) трения стремятся к нулю, то мгновенный коэффициент полезного действия ЦККМ по соотношению (6) стремится к единице $\eta \rightarrow 1,0$.

Результаты расчёта мгновенного КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма, выполненного по формуле (6) с учётом установленных, согласно правилу натуральных машин [3], значений коэффициентов (углов) трения, представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчёта КПД рычажного механизма для ряда значений коэффициентов трения, определённых по правилу натуральных машин (ПНМ) [3]
Table 2. Results of the calculation of the coefficient of efficiency of the hingend-lever mechanism for a range of values of the coefficients of friction, established by the rule of natural machines [3]

μ_{min}^{geom} , град	Мгновенный коэффициент полезного действия ЦККМ для значений коэффициентов (углов) трения			
	$f_B \rightarrow 0, f_{O_2} \rightarrow 0$ ($\rho_B = \rho_{O_2} \rightarrow 0^\circ$)	$f_B = 0,025,$ $f_{O_2} = 0,025$ ($\rho_B = \rho_{O_2} \approx 1^\circ 25'$)	$f_B = 0,10, f_{O_2} = 0,10$ ($\rho_B = \rho_{O_2} \approx 5^\circ 42'$)	$f_B = 0,25,$ $f_{O_2} = 0,25$ ($\rho_B = \rho_{O_2} \approx 14^\circ 2'$)
40	→1,0000	0,9499	0,8071	0,5936
50	→1,0000	0,9593	0,8512	0,6833
60	→1,0000	0,9717	0,8938	0,7636
66°37'	→1,0000	0,9785	0,9188	0,8144
70	→1,0000	0,9820	0,9310	0,8401
80	→1,0000	0,9912	0,9656	0,9173

На рис. 3 приведена графическая интерпретация мгновенного КПД рассматриваемого механизма в функции минимального угла передачи, варьируемого в пределах $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$, для ряда значений коэффициентов (углов) трения, установленных в соответствии с ПНМ на этапе структурного анализа. Рис. 3 получен по данным табл. 2.

Результаты расчёта мгновенного КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма, выполненные по формуле (6), в положении минимума угла передачи позволили заключить: 1) при одном и том же значении угла (коэффициента) трения мгновенный КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма тем выше, чем выше числовое значение минимального угла передачи; 2) при одинаковом значении угла передачи коэффициент полезного действия ЦККМ тем выше, чем меньше значение угла (коэффициента) трения.

Согласно представлениям [2] о том, что диссипативный коэффициент трения есть коэффициент полезного действия трибосистемы (пары трения), для пар трения ЦККМ с коэффициентами трения $f_B = 0,25, f_{O_2} = 0,25$ имеем следующее значение КПД: $\eta = (1 - f_{adapt_B}) \cdot (1 - f_{adapt_{O_2}}) = (1 - 0,25) \cdot (1 - 0,25) = 0,56$. Анализ графика на рис. 3 позволил установить, что значение коэффициента полезного действия ЦККМ $\eta = 0,59$ (см. табл. 2) при значениях коэффициентов трения $f_B = 0,25, f_{O_2} = 0,25$, установленных по правилу натуральных машин, наблюдается для механизма с размерами относительных длин звеньев, соответствующих значению минимального угла передачи $\mu_{min}^{geom} \approx 40^\circ$.

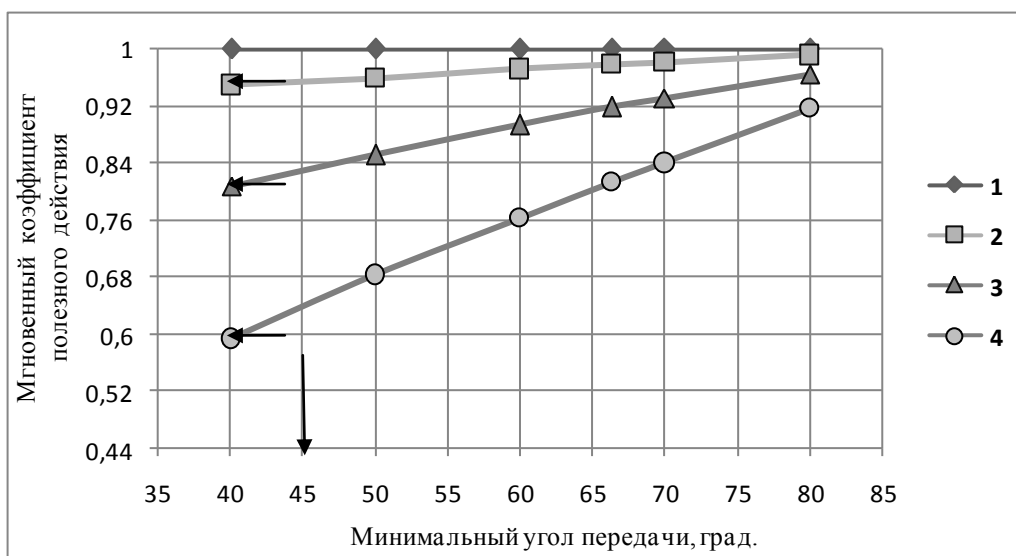


Рис. 3. Зависимость мгновенного коэффициента полезного действия ЦККМ от угла передачи $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$ для ряда значений углов (коэффициентов) трения, установленных по ПНМ:

1 – при $\rho_B = \rho_{O_2} \rightarrow 0^\circ, f_B \rightarrow 0, f_{O_2} \rightarrow 0$; 2 – при $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 1^\circ 25'$,

$f_B = f_{O_2} = 0,025$; 3 – при $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 5^\circ 42'$, $f_B = f_{O_2} = 0,10$;

4 – при $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 14^\circ 2'$, $f_B = f_{O_2} = 0,25$

Fig. 3. The dependence of the instantly coefficient of efficiency of central crank-and-rocker mechanism from the angle of gearing $\mu_{min}^{geom} = 40 \div 80^\circ$ for a number of values of the angles of friction, established by the rule of natural machines:

1 – by $\rho_B = \rho_{O_2} \rightarrow 0^\circ, f_B \rightarrow 0, f_{O_2} \rightarrow 0$; 2 – by $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 1^\circ 25'$,

$f_B = f_{O_2} = 0,025$; 3 – by $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 5^\circ 42'$, $f_B = f_{O_2} = 0,10$; 4 – by $\rho_B = \rho_{O_2} \approx 14^\circ 2'$,

$f_B = f_{O_2} = 0,25$

Аналогично значения коэффициентов полезного действия ЦККМ $\eta = 0,81$ и $\eta = 0,95$ при значениях коэффициентов трения правила натуральной машины $f_B = 0,1, f_{O_2} = 0,1$ и $f_B = 0,025, f_{O_2} = 0,025$, соответственно, также попадают в область значения минимального угла передачи $\mu_{min}^{geom} \approx 40^\circ$ (рис. 3). Все это говорит о высокой степени достоверности определения мгновенного КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма по соотношению (6) и правила о диссипативном коэффициенте трения как коэффициенте полезного действия трибосистемы [2].

Таким образом, исследование мгновенного КПД центрального кривошипно-коромыслового механизма при углах (коэффициентах) трения, соответствующих правилу натуральной машины, позволило заключить следующее: рычажный

механизм с минимальным углом передачи, равным $\mu_{min}^{geom} \approx 40^\circ$, является действительной машиной, адекватной ПНМ. В работе [4] значение минимального угла передачи, соответствующее $\mu_{min}^{geom} \geq 40^\circ$, представляет собой условие силовой работоспособности рычажных механизмов технологических машин пищевых производств. Другими словами, применение механизмов с углом передачи на рабочем ходу меньшим, чем 40° в технологических машинах пищевых производств нецелесообразно.

ВЫВОДЫ

1. Силовой анализ рычажного механизма манипулятора для передачи штучных изделий при значениях коэффициентов (углов) трения, установленных по правилу натуральных машин [3], позволил заключить, что рычажный механизм с минимальным углом передачи, равным $\mu_{min}^{geom} \approx 40^\circ$, является действительной машиной, адекватной правилу натуральных машин. Данный вывод подтверждает объективность правила натуральных машин (механизмов).

2. Совместное использование правила натуральных машин [3] и соотношения (6) для мгновенного КПД анализируемого механизма позволяет обоснованно выбирать предпочтительные величины угла передачи механизма, что, в свою очередь, оптимизирует размерные (габаритные) параметры механизма.

3. Полученное соотношение (6) для мгновенного КПД анализируемого механизма совместно с правилом натуральных машин позволяет обоснованно решать практическую задачу повышения КПД механизма (см. рис. 3).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Фёдоров, С.В. Основы трибоэргодинамики и физико-химические предпосылки теории совместимости / С.В. Фёдоров. – Калининград: КГТУ, 2003. – 415 с.

2. Фёдоров, С.В. О диссипативном коэффициенте совместимого трения как КПД трибосистемы / С.В. Фёдоров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 11. – С. 3–8.

3. Фёдоров, С.В. Энергоэнтропийный анализ машины как трибонадсистемы / С.В. Фёдоров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2012. – № 6. – С. 10-17.

4. Шувалов, В.Н. Машины-автоматы и поточные линии / В.Н. Шувалов. – Л.: Машиностроение, 1973. – 544 с.

5. Середа, Н.А. Совершенствование манипуляторов для передачи штучных изделий применительно к технологическим линиям пищевых производств / Н.А. Середа // Современное машиностроение. Наука и образование: мат. II Международный науч.-практ. конф. – СПб., 2012. – С. 670–679.

6. Пат 2356726 Рос. Федерация. № 2007136532/02; заявл. 02.10.2007; опубл. 27.05.2009. Манипулятор для передачи изделий / А.С. Горлатов, Н.А. Середа. – Бюл. № 35. – 5 с.

7. Шаумян, Г.А. Автоматы и автоматические линии / Г.А. Шаумян. – М.: Машгиз, 1961. – 551 с.

TRIBOLOGICAL RESEARCH OF THE LEVER MECHANISM OF THE MANIPULATOR FOR HANDLING PIECE GOODS

S.V. Fedorov, N.A. Sereda

Results of the application of quantitative sings of natural machines, with a structural and power analysis of the manipulator's mechanisms for handling piece goods are presented. Power analysis of linkage with given values of the coefficients of friction, set on the stage of the structural analysis of a mechanism that allowed to expand the concept of natural machines.

the rule of natural machines, structural and power analysis of the mechanism, angle of the gearing, coefficient (angle) of friction, coefficient of efficiency