

Ю.М.ПИКУС, канд. техн. наук,
А.Е.ДРОБЫШЕВСКИЙ, канд. техн. наук,
Г.Н.АЛЕХНОВИЧ, Г.С.СОКОЛОВСКИЙ (БПИ)

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ПАРЕ КАЧЕНИЯ ПРИ СЛОЖНОМ ДВИЖЕНИИ

Рассматривается качение ролика по круговым направляющим, представляющее собой совокупность вращений вокруг осей ролика и круговых направляющих. Такие пары используются для создания направленного движения исполнительных звеньев различных механизмов.

Расчетные схемы представлены на рис. 1. Вращение ротора создает переносное движение роликов и связанных с ними пуансонов, равномерно расположенных в направляющих отверстиях в роторе, выполненных по радиусу R_{cp} . Качение роликов по неподвижным верхним и нижним круговым направляющим, имеющим угол наклона γ , обеспечивает вертикальное относитель-

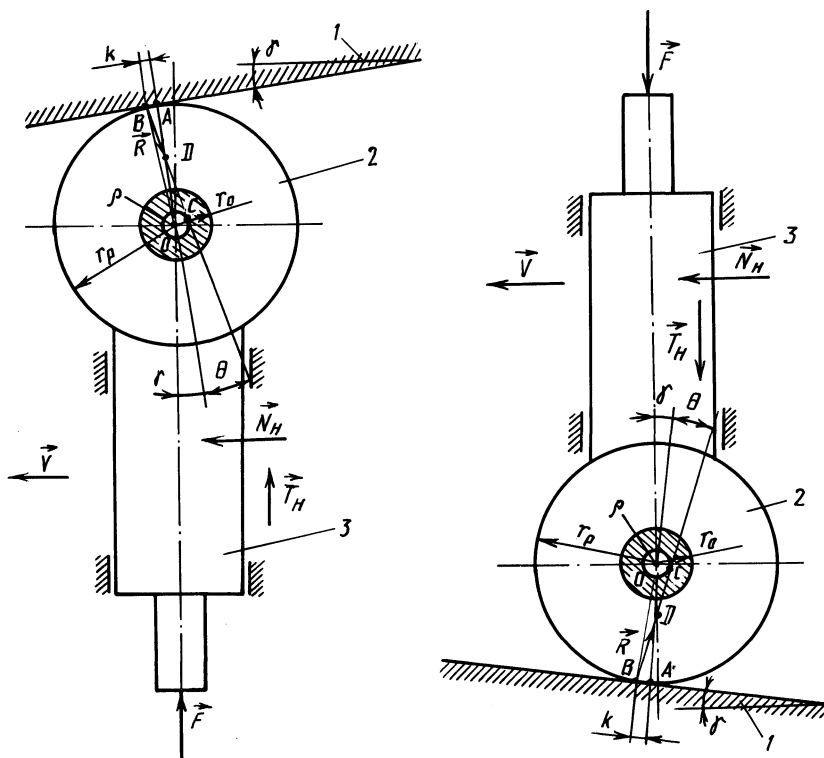


Рис. 1. Расчетная схема пары качения при верхнем и нижнем расположении:
1 — направляющие; 2 — ролик; 3 — пуансон

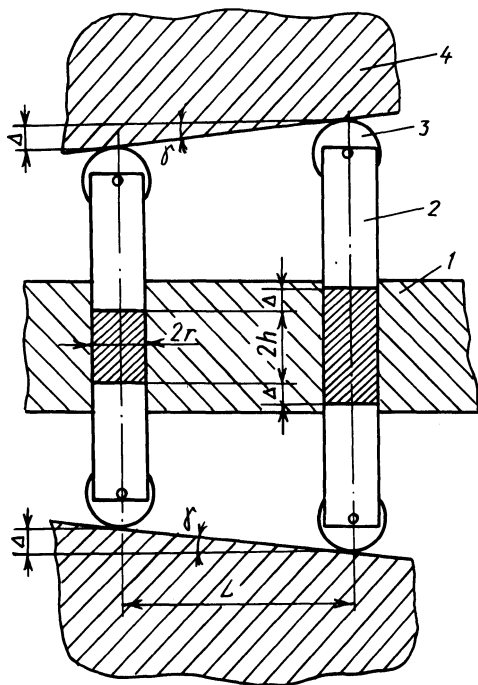


Рис. 2. Особенности нагружения основной и дополнительной работающей пары:

1 — ротор; 2 — пуансон; 3 — ролик; 4 — направляющие

ное перемещение пуансонов. Это движение или передает требуемое перемещение исполнительному звену, или непосредственно им является. В качестве примера можно указать ротационные таблеточные машины, где с помощью указанного механизма производится двустороннее прессование таблеток из порошков (рис. 2). При этом в направляющей паре качения возникают значительные усилия.

Силовое воздействие в рассматриваемых узлах как при верхнем, так и при нижнем расположении направляющих (см. рис. 1) определяется в основ-

ном силами $\vec{F}$, возникающими при выполнении технологического процесса (например, усилие прессования), и реакциями кинематических пар $\vec{R}$ с учетом трения в них (с составляющими $\vec{N}$ и $\vec{T}$ в точке контакта ролика и круговых направляющих; $\vec{N}_H$ и $\vec{T}_H$ — в направляющих отверстиях ротора). Силами инерции можно пренебречь в связи с незначительностью ускорений [1]. Также можно не учитывать и силы тяжести. Представленные схемы предназначены для расчета одностороннего прижима пуансонов, наступающего по мере завершения рабочего цикла, когда усилия F достигают максимума.

Линия действия реакции $\vec{R}$ смещена в сторону переносного движения на величину, равную коэффициенту трения качения k , и направлена по касательной к кругу трения [2] радиусом $\rho = r_0 \sin \varphi$ ($\varphi = \arctg f$, где f — коэффициент трения между роликом и осью ролика радиусом r_0). Такое смещение $\vec{R}$ по отношению к нормали направляющих кулачков к центру ролика учитывает сопротивление при качении ролика и трение при его вращении вокруг оси. Для определения угла отклонения θ реакции $\vec{R}$ от нормали рассмотрим $\triangle AOB$, $\triangle BOC$, $\triangle DOC$, $\triangle BOD$ (см. рис. 1). Тогда после геометрических преобразований

$$\theta = \angle ODC = \angle BOD + \angle DBO;$$

$$\angle BOD = \arctg(k/r_p); \angle DBO = \angle CBO = \arctg(OC/CB) =$$

$$= \arctg(OC/\sqrt{BO^2 - OC^2}) = \arctg(OC/\sqrt{AB^2 + AO^2 - OC^2}) = \quad (1)$$

$$= \arctg(\rho/\sqrt{k^2 + r_p^2 - \rho^2}).$$

Окончательно из формул (1) получим аналогичное приведенному в [1] выражение

$$\theta = \arctg(k/r_p) + \arctg(\rho/\sqrt{k^2 + r_p^2 - \rho^2}). \quad (2)$$

Необходимые для установления соотношений между силами уравнения равновесия для верхнего (3) и для нижнего (4) расположения направляющих совпадают, отличаясь только знаками:

$$\left. \begin{aligned} R \sin(\gamma + \theta) - N_H &= 0; \\ -R \cos(\gamma + \theta) + P + T_H &= 0; \\ T_H &= f_{\text{пр}} N_H; \end{aligned} \right\} (3) \quad \left. \begin{aligned} R \sin(\gamma + \theta) - N_H &= 0; \\ R \cos(\gamma + \theta) - P - T_H &= 0; \\ T_H &= f_{\text{пр}} N_H. \end{aligned} \right\} (4)$$

где $f_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения в цилиндрических направляющих пуансонов, согласно [2], $f_{\text{пр}}$ зависит от коэффициента трения плоских пар: $f_{\text{пр}} = 1,27f$.

Выразим из уравнения (3), (4) через технологическое усилие F реакции R и N_H :

$$R = F / (\cos(\gamma + \theta) - f_{\text{пр}} \sin(\gamma + \theta)); \quad (5)$$

$$N_H = F / (\text{ctg}(\gamma + \theta) - f_{\text{пр}}). \quad (6)$$

Количество роликов, взаимодействующих с круговыми направляющими, может быть различным в зависимости от назначения и условий эксплуатации технологического оборудования. При этом характер силового взаимодействия для всех пар аналогичен и описывается уравнениями (3), (4). Однако значения сил зависят от места контакта, определяемого стадией рабочего цикла. При завершении цикла технологическое усилие F и реакции R , N_H в паре, находящейся в соответствующей (высшей — для нижнего комплекта и низшей — для верхнего) точке направляющих, достигают максимума. Для других (дополнительных пар) эти силы уменьшаются вследствие наклона направляющих под углом γ (см. рис. 1), причем их можно представить в виде

$$F' = \mu P_{\text{max}}, N'_H = \mu N_{H \text{ max}}; R' = \mu R_{\text{max}}. \quad (7)$$

где μ — коэффициент снижения нагрузки.

Так, в ротационных таблеточных машинах рабочий цикл (прессование с выдержкой) соответствует углу поворота ротора $\psi = 57^\circ$ и длине направляющего кулачка $L = \psi R_{\text{ср}}$. В процессе таблетирования одновременно участвуют два пуансона с роликами (см. рис. 2) из 15-ти, расположенных на роторе. Коэффициент снижения нагрузки μ в них можно определить по уменьшению плотности порошка δ во втором комплекте инструмента по сравнению с основным, где плотность достигает плотности компактного материала δ_T (по уравнению прессования, связывающему плотность и усилие прессования F). Изменение плотности оценивается из геометрических соображений (см. рис. 2) по объемам порошка $V_{\text{н}} = \pi r^2 2h$ и таблетки $V_T = \pi r^2 (2h + 2\Delta)$ с учетом $\Delta = L \text{tg } \gamma$. Расчеты показывают, что для типичных пресс-порошков средние значения μ меняются от 0,053 до 0,23.

Приведенный к валу ротора, в котором расположены пуансоны с роликами, момент, обусловленный технологическим процессом, для основного и m дополнительных работающих комплектов с учетом (7):

$$M_{\text{рот}}^{\text{осн}} = 2N_{\text{нmax}} R_{\text{ср}}, M_{\text{рот}}^{\text{доп}} = 2R_{\text{ср}} \sum_{i=1}^m N'_i = 2R_{\text{ф}} N_{\text{нmax}} \sum_{i=1}^m \mu_i, \quad (8)$$

причем коэффициент 2 вводится только при наличии одновременно верхних и нижних роликов (пуансонов) и направляющих, например, при двустороннем прессовании таблеток.

Полагая, что мощность, развиваемая двигателем $W_{\text{дв}}$, затрачивается преимущественно на рабочий цикл и сопутствующие ему потери на трение, а энергетические затраты в неработающих комплектах, кинематических парах привода незначительны и могут быть учтены коэффициентом η , получим:

$$W_{\text{дв}} = (M_{\text{рот}}^{\text{осн}} + M_{\text{рот}}^{\text{доп}}) \pi n_{\text{дв}} / (30\eta i), \quad (9)$$

где $n_{\text{дв}}$ — частота вращения двигателя привода; i — передаточное отношение между электродвигателем и ротором.

Представленные соотношения (5), (6), (8), (9) можно использовать для оценки контактной прочности и долговечности наиболее нагруженной пары ролик — круговые направляющие. Тогда пренебрежение потерями холостого хода ведет к некоторому завышению усилий, найденных по мощности двигателя, и обеспечению запаса прочности при расчете напряженного состояния.

Из сопоставления формул (8) и (9) находим:

$$N_{\text{нmax}} = 30W_{\text{дв}} \eta i / (2\pi n_{\text{дв}} R_{\text{ср}} (1 + \sum_{i=1}^m \mu_i)), \quad (10)$$

причем подставляется наименьшее среднее значение коэффициента μ , в качестве η принимается КПД зубчато-червячной передачи привода ротора, а коэффициент 2 учитывается в случае верхних и нижних направляющих.

Из уравнений (5) и (6) определяются наибольшее допускаемое приводом технологическое усилие F_{max} и нагрузка на направляющий кулачок (реакция) R_{max} , соответствующие $N_{\text{нmax}}$ (10):

$$F_{\text{max}} = N_{\text{нmax}} (\text{ctg}(\gamma + \theta) - f_{\text{пр}}); \quad (11)$$

$$R_{\text{max}} = N_{\text{нmax}} / \sin(\gamma + \theta). \quad (12)$$

Нормальная нагрузка на направляющие N_{max} (см. рис. 1) находится как

$$N_{\text{max}} = R_{\text{max}} \cos \theta = N_{\text{нmax}} \cos \theta / \sin(\gamma + \theta). \quad (13)$$

Наибольшее напряжение в зоне контакта ролик—направляющие оценивалось по Герцу:

$$\sigma_k = \sqrt{E_{\text{пр}} N_{\text{max}} / (2\pi (1 - \nu^2) \rho_3 / \kappa)}. \quad (14)$$

На практике обычно используются цилиндрические ролики с бочкообразностью весьма малой кривизны (рис. 3), что позволяет считать контакт квазилинейным с некоторой эффективной длиной l_k , меньшей, чем ширина ролика b . Для них эффективный радиус кривизны при контакте с плоскостью направляющих $\rho_3 = r_p$. У таких роликов наблюдается проскальзывание в контакте, обусловленное круговой формой направляющих и вызывающее ускорение изнашивания. Переход к коническим роликам тех же основных габаритов

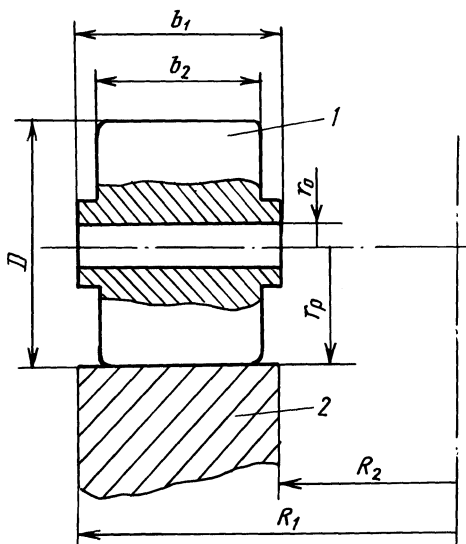


Рис. 3. Пара цилиндрический ролик — круговые направляющие:
1 — ролик; 2 — направляющие

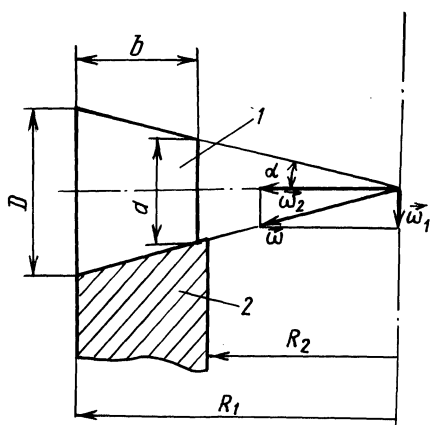


Рис. 4. Пара конический ролик — круговые направляющие:
1 — ролик; 2 — направляющие

(рис. 4) позволяет избежать этого недостатка. При этом линия контакта должна быть мгновенной осью вращения ролика. По этой прямой направлен вектор абсолютной угловой скорости $\vec{\omega}$, равный геометрической сумме угловой скорости вращения ротора $\vec{\omega}_1$ и угловой скорости вращения ролика вокруг своей оси $\vec{\omega}_2$

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_2. \quad (15)$$

Поскольку направления векторов $\vec{\omega}_1$ и $\vec{\omega}_2$ известны, для обеспечения равенства (15) должно соблюдаться условие (см. рис. 4): $\tan \alpha = D / (2R_1) = \omega_1 / \omega_2$, позволяющее по размерам D и R_1 найти угол конусности ролика, при котором обеспечено отсутствие проскальзывания в контакте.

Определение контактных напряжений в паре конический ролик — направляющие выполнялось по формуле (14). При этом длина контакта l_k и эффективный радиус кривизны ρ_3 найдены как

$$l_{\kappa} = \frac{b}{\cos \alpha}; \quad \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{r_{\text{ср}}/\cos \alpha} + \frac{1}{R_{\text{ср}}/\cos \alpha},$$

где $r_{\text{ср}} = (D + d)/2$; $R_{\text{ср}} = (R_1 + R_2)/2$; $b, D, d, R_1, R_2, \alpha$ — геометрические параметры (см. рис. 4).

Приведем пример расчета направляющего узла серийной таблет-машины МТ-3А, имеющей следующие данные:

характеристики привода: $W_{\text{дв}} = 7$ кВт, $n_{\text{дв}} = 735$ об/мин; кпд зубчато-червячной передачи $\eta = 0,72$; частота вращения ротора $n_{\text{рот}} = 7,35$ об/мин ($i = 100,7$) и $n_{\text{рот}} = 9,85$ об/мин ($i = 74,6$);

геометрические параметры (см. рис. 1, 3, 4): угол наклона направляющих $\gamma = 1^\circ 43'$; размеры направляющих $R_2 = 0,226$ м, $R_1 = 0,264$ м, $R_{\text{ср}} = 0,5(R_1 + R_2) = 0,245$ м; размеры цилиндрических роликов $r_p = 0,045$ м, $r_0 = 0,0175$ м, $b = 0,03$ м; $b_1 = 0,035$ м, $l_{\kappa} = 0,02$ м; размеры конических роликов с учетом расчетов по формулам (16)–(18) $D = 2r_p = 0,09$ м, $\alpha = 9^\circ 40'$, $d = 0,078$ м, $b = 0,035$ м, $l_{\kappa} = 0,0355$ м, $\rho_3 = 0,0414$ м;

параметры пар трения: материал ролика и направляющих — сталь ШХ-15; модуль упругости $E_{\text{пр}} = 0,216 \cdot 10^6$ МПа; коэффициент Пуансона $\nu = 0,29$; коэффициент трения скольжения в стальной паре ролик—ось ролика с учетом смазки $f = 0,15$, а в паре пуансон—направляющее отверстие $f_{\text{пр}} = 0,19$; радиус круга трения $\rho = r_0 \sin(\arctg f) = 0,0026$ м; коэффициент трения качения ролика по направляющим $k = 10^{-5}$ м;

минимальное значение коэффициента снижения нагрузки $\mu = 0,053$.

Результаты расчетов по приведенным параметрам угла отклонения θ (2), максимальных усилий в направляющем узле таблет-машины $N_{\text{н max}}$ (10), F_{max} (11), R_{max} (12), N_{max} (13) и соответствующего контактного напряжения σ_{κ} (14) представлены в табл. 1 для различных частот вращения ротора $n_{\text{рот}}$.

При применении цилиндрических роликов контактные напряжения достигают приблизительно 0,84 максимально допустимых. В конических парах при сохранении тех же основных размеров и силовых характеристик контактные напряжения снижаются приблизительно в 1,3 раза.

Для оценки долговечности направляющих используем основное уравнение выносливости

Таблица 1.

Максимальные значения усилий и напряжений
в направляющем узле таблет-машины МТ-3А

$n_{\text{рот}},$ об/мин	θ	$N_{\text{н max}},$ кН	$F_{\text{max}},$ кН	$R_{\text{max}},$ кН	$N_{\text{max}},$ кН	$\sigma_{\kappa},$ МПа	
						цилинд- ролик	кониче- ский
7,3	$3^\circ 19'$	12,76	142,29	145,29	145,04	2459	1924
9,85	$3^\circ 19'$	9,45	105,42	107,63	107,45	2117	1656

Таблица 2

Срок службы t направляющих таблет-машины МТ-3А при максимальной нагрузке

Тип ролика	$n_{\text{рот}}$, об/мин	q	N_{max} , кН	N_6 , кН	t , ч
Цилиндрический	7,30	15	145,04	129,29	1078,4
	9,85	15	107,45	129,29	1965,6
Конический	7,30	15	145,04	214,18	4901,3
	9,85	15	107,45	214,18	8933,8

$$N_{\text{max}}^3 \text{Ц} = N_6^3 \text{Ц}_6, \quad (16)$$

где N_{max} — нормальная нагрузка на направляющие (см. табл. 1); Ц — число циклов нагружений за срок службы направляющих t ; Ц_6 — базовое число циклов, $\text{Ц}_6 = 10^7$; N_6 — нагрузка, вызывающая на площадке контакта при $\text{Ц}_6 = 10^7$ напряжения, равные пределу выносливости.

В соответствии с рекомендациями [3] по расчету стальных роликовых закаленных направляющих станков значения N_6 можно принять: в случае цилиндрических роликов $N_6 = 129,29$ кН, в случае конических $N_6 = 214,18$ кН.

Число циклов нагружений Ц определялось по числу контактов ролика и направляющей в зоне максимального технологического усилия F_{max} за весь срок службы t как

$$\text{Ц} = 60n_{\text{рот}}qt, \quad (17)$$

где q — число комплектов роликов с пуансоном, участвующих в рабочем цикле за время одного оборота ротора.

Сопоставляя формулы (16) и (17), получим:

$$t = (N_6/N_{\text{max}})^3 (\text{Ц}_6 / (60n_{\text{рот}}q)). \quad (18)$$

Результаты расчетов по формуле (18) представлены в табл. 2 для таблет-машины МТ-3А.

Приемлемость предложенной оценки (18) подтверждается сравнением t с межремонтными сроками направляющих. При использовании конических роликов вместо цилиндрических возможно увеличение долговечности направляющих по критерию усталости поверхностных слоев приблизительно в 4,5 раза, что обусловлено ростом длины зоны контакта и нагрузки N_6 , отвечающей пределу выносливости.

ЛИТЕРАТУРА

1. К о л ь м а н - И в а н о в Э.Э., С а л а з к и н К.А. Таблеточные машины. — М., 1966. — 204 с.
2. Д о б р о в о л ь с к и й В.В. Теория механизмов. — М., 1946. — 447 с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков./Под ред. Д.Н.Решетова. — М., 1972, т. 1. — 664 с.