

УДК 621.83.06

И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

I. S. Sazonov, M. E. Lustenkov, A. P. Prudnikov, E. S. Fittsova

THE METHODOLOGY FOR CALCULATING AND DESIGNING TRANSMISSIONS WITH COMPOSITE INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

Аннотация

Приведена методология расчета и проектирования радиально малогабаритных механических передач, содержащих цилиндрические кулачки, сепаратор и составные ролики. Она включает методы определения относительной угловой скорости ролика, коэффициентов трения в контактирующих парах, КПД, методики силового и кинематического анализа и направлена на повышение КПД и нагрузочной способности исследуемых механизмов.

Ключевые слова:

механическая передача, тело качения, кулачок, трение, качение, редуктор, КПД.

Abstract

The article presents the methodology for the calculation and design of mechanical transmissions with small radial dimensions. Transmissions are composed of cylindrical cams, the separator and composite rollers. The methodology includes methods for determining the relative angular velocity of a roller, coefficients of friction in contact pairs and the efficiency, as well as techniques of force and kinematic analyses. The methodology is aimed at increasing the efficiency and load-carrying ability of mechanisms under study.

Key words:

mechanical transmission, rolling element, cam, friction, rolling, reducer, efficiency.

Введение

Для работы в пространствах с ограниченными радиальными габаритами (в трубах, скважинах и т. д.) эффективным решением является применение передач с промежуточными телами качения (ППТК). Они имеют компоновочные преимущества, низкую материалоемкость и высокую энергонасыщенность, т. к. мощность в передачах такого типа передается по множеству параллельных потоков [1]. Данный класс механизмов все еще малоизучен. Основным недостатком большинства конструкций передач этого типа является низкий КПД. Разработка методо-

логии расчета и проектирования передач с промежуточными телами качения, обладающих большими потенциальными конструктивными возможностями, позволит создавать эффективные механические приводы с малыми радиальными габаритами, не уступающие по техническим характеристикам мировым аналогам.

Рассмотрим конструкцию и принцип работы исследуемой передачи (рис. 1). Передача включает два цилиндрических кулачка, сепаратор и тела качения. Кулачки образованы двумя элементами. Ролики также состоят из нескольких деталей, имеющих возможность вращаться относительно друг

друга.

При вращении внутреннего кулачка 1 (ведущего звена) ролики 4 перемещаются по замкнутой беговой дорожке, изготовленной на его поверхности, по замкнутой беговой дорожке наружного кулачка 3, закрепленного в корпусе, и вдоль пазов сепаратора 2 (ведомого зве-

на), одновременно вынуждая его вращаться с уменьшенной скоростью. Передаточное отношение данного механизма зависит от соотношения числа периодов (волн) беговых дорожек внутреннего и наружного кулачков Z_1 и Z_3 соответственно.



Рис. 1. Передача с промежуточными телами качения: а – конструктивная схема; б – основные детали; в – редуцирующий узел; г – редуктор в сборе; 1 – внутренний кулачок; 2 – сепаратор; 3 – наружный кулачок; 4 – ролики

Исходными данными для расчета являются условия компоновки редуктора (редуцирующего узла) при его встраивании в другой механизм, в т. ч. максимальный диаметр корпуса редуктора D_{\max} и диаметр сквозного отверстия D_0 , мм.

Также необходимо задать требуемое передаточное отношение i ; номинальный передаваемый крутящий момент $M_{\text{вых}}$, Н·м; номинальную частоту вращения ведущего вала n_1 , об/мин; режимы работы редуктора; материалы для изготовления основных элементов передачи и вид их термообработки; степень точности изготовления деталей; вид применяемой смазки и ресурс L , млн об.

Предварительные расчеты параметров передачи

1. По справочным данным [2] принимаются значения коэффициента трения

скольжения f и коэффициента трения качения δ , мм. Допускаемые контактные напряжения (при взаимодействии ролика с пазами сепаратора и беговыми дорожками) $[\sigma_H]$, допускаемые напряжения изгиба (для выступов торцовых кулачков) $[\sigma_F]$, допускаемые напряжения среза $[\tau_{ср}]$ и смятия $[\sigma_{см}]$ (для взаимодействия элементов составных роликов) и допускаемые напряжения кручения $[\tau]$ (для всех валов) определяются согласно данным источников [3, 4].

2. Предварительно оценивается возможность передачи заданных мощностей при установленных радиальных габаритах с помощью одной секции редуктора. Определяется удельная передаваемая мощность k_{ps} , кВт/м²:

$$k_{ps} = 133 \cdot M_{\text{вых}} \cdot n_1 / \left(i \cdot (D_{\max}^2 - D_0^2) \right). \quad (1)$$

Предельные значения удельной передаваемой мощности

$$[k_{ps}] = 9 \cdot D_{\max} + 1550.$$

В случае, если $k_{ps} \geq [k_{ps}]$, исходные параметры для проектирования таковы, что необходимо разрабатывать передачу с техническими характеристиками, превышающими характеристики наиболее эффективных образцов редукторов, серийно выпускаемых мировыми лидерами-производителями редукторной техники. Тогда следует либо скорректировать исходные данные, либо проектировать многосекционную передачу. При проектировании передачи в многосекционном исполнении (с несколькими параллельно соединенными редукторными секциями, передающими мощность) число секций можно ориентировочно найти по формуле $S_n = k_{ps} / [k_{ps}]$ с округлением полученного значения до ближайшего большего целого числа. При этом действующий крутящий момент в одной секции определится по следующей зависимости: $M'_{\text{вых}} = M_{\text{вых}} / (S_n \cdot k_{ns})$, где k_{ns} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между секциями, $k_{ns} = 0,7 \dots 0,8$.

3. Производится выбор типа передачи по поверхности, на которой

располагаются траектории центров тел качения. Предпочтительным является цилиндрический тип. Однако в случае установленных ограничений на осевые габариты передачи, а также при разработке передач с пересекающимися осями валов и изменяющимися углами их наклона преимущество за сферическим типом. С учетом специфических компоновочных требований может также иногда применяться конический тип ППТК.

4. Определяется кинематическая схема передачи по табл. 1 с учетом заданного значения передаточного отношения. При этом числа периодов Z_1 и Z_3 являются целыми и выбираются из диапазона 1...10. Далее рассматривается первая кинематическая схема ($M_{\text{вых}} = M_2$), позволяющая получить максимальное значение передаточного отношения при высоком КПД относительно других кинематических схем. Для механизмов развинчивания труб применимы кинематические схемы № 2 и 5, которые обеспечивают разнонаправленность вращений ведущего и ведомого валов.

Параметры конструктивной схемы передачи устанавливаются по табл. 2.

Табл. 1. Кинематические схемы (КС) ППТК

Номер КС	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Передаточное отношение
1	1	2	3	$i_{12}^{(3)} = 1 + Z_3/Z_1$
2	1	3	2	$i_{13}^{(2)} = -Z_3/Z_1$
3	2	1	3	$i_{21}^{(3)} = Z_1/(Z_1 + Z_3)$
4	2	3	1	$i_{23}^{(1)} = Z_3/(Z_1 + Z_3)$
5	3	1	2	$i_{31}^{(2)} = -Z_1/Z_3$
6	3	2	1	$i_{32}^{(1)} = 1 + Z_1/Z_3$

Табл. 2. Конструктивные исполнения секции ППТК

Конструктивная схема	Внутреннее звено	Промежуточное звено	Наружное звено
1	1(3)	2	3(1)
2	1(3)	3(1)	2
3	2	1(3)	3(1)

Наиболее целесообразно (для первой кинематической схемы) использование первой конструктивной схемы, при которой внутренним звеном является внутренняя втулка (кулачок), промежуточным – сепаратор, а наружным – наружная втулка (наружные кулачки).

5. Исходя из заданных частоты вращения ведущего вала и закона движения ведомого звена механизма определяется тип центровых кривых кулачков. При проектировании скоростных передач рекомендуется использовать синусоидальные кривые. Для механизмов с ручным приводом целесообразно применять кусочно-винтовые центровые кривые. В случае, если закон движения ведомого звена механизма носит специфический характер, необходимо определять уравнения центровых кривых по разработанным алгоритмам [5].

6. Предварительно рассчитываются основные геометрические параметры передачи по эмпирическим зависимостям. Исходя из значения D_{\max} принимается значение радиуса средней окружности R и радиус ролика r_s . Рекомендуются следующие эмпирические зависимости: $R \approx 0,8 \cdot D_{\max} / 2$, $r_s = (0,12 \dots 0,18) \cdot D_{\max} / 2$.

Число периодов центральной кривой внутреннего кулачка, как правило, принимают $Z_1 = 1$. Число периодов центральной кривой наружного кулачка Z_3 определяется в зависимости от заданного передаточного отношения $i_{10}^{(s)}$ по формулам из табл. 1. Для первой кинематической схемы, как правило, $Z_3 = i_{12}^{(3)} - 1$. Число тел качения (пазов сепаратора) находят по формуле $n = Z_1 + Z_3$.

Оптимальное значение амплитуды A , исходя из условия наименьших потерь на трение,

$$A = \pi \cdot R \cdot \sqrt{2 \cdot Z_3 \cdot Z_1 - \operatorname{tg}^2(\varphi)} / (4 \cdot Z_3). \quad (2)$$

Угол трения определяется по формуле $\varphi = \operatorname{arctg}(f)$, где в качестве коэффициента трения f необходимо подставлять приведенный коэффициент сопротивления движению, учитывающий скольжение и сопротивление качению. До вычисления значений сил можно принимать значения коэффициента из интервала $f = 0,05 \dots 0,07$ (для стальных деталей, работающих со смазкой). Численный анализ выражения (2) показал, что коэффициент f незначительно влияет на величину амплитуды при $f < 0,2$.

Средние углы подъема кривых зацепления α_{1m} и α_{3m} определяются по формуле

$$\alpha_{jm} = \operatorname{arctg}(2 \cdot Z_j \cdot A / (\pi \cdot R)). \quad (3)$$

7. Проводится силовой анализ зацепления.

Коэффициент K_p , учитывающий количество роликов, одновременно передающих нагрузку, определяется по формуле

$$K_p = 1 - r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \cdot \sin(\alpha_{3m}) / A. \quad (4)$$

Далее вычисляются средние значения сил N_2 , N_1 и N_3 , H , действующих на тела качения со стороны основных элементов передачи.

$$N_2 = M_2 / (R \cdot n \cdot K_p \cdot K_n), \quad (5)$$

где M_2 – крутящий момент на выходном валу, Н·м; K_p – коэффициент, учитывающий геометрические параметры беговой дорожки и наличие участков, где тела качения не передают нагрузку; K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам.

Коэффициент K_n зависит от точности изготовления деталей. Исходя из опыта проектирования, при наличии в передаче механизма выравнивания нагрузки по потоками, его можно определять по формуле

$$K_n = 1,6 - 0,1 \cdot S_t \leq 1,$$

где S_t – степень точности изготовления основных элементов передачи (кулачков, сепаратора и тел качения).

$$N_1 = (N_2 \cdot (C_1/C_2 - f)) / C_3 + C_1 \cdot C_4 / C_2; \quad (6)$$

$$N_3 = (N_2 - N_1 \cdot C_4) / C_2, \quad (7)$$

где $C_1 \dots C_4$ – коэффициенты:

$$C_1 = \cos(\alpha_{3m}) + f \cdot \sin(\alpha_{3m});$$

$$C_2 = \sin(\alpha_{3m}) - f \cdot \cos(\alpha_{3m});$$

$$C_3 = \cos(\alpha_{1m}) - f \cdot \sin(\alpha_{1m});$$

$$C_4 = \sin(\alpha_{1m}) + f \cdot \cos(\alpha_{1m}).$$

В зависимости от выбранной кинематической схемы (КС) оценивается средний КПД передачи согласно выражениям, приведенным в табл. 3, с подстановкой средних значений углов подъема кривых.

Определяем моменты, действующие на основные звенья передачи (ведущее и остановленное), исходя из уравнения баланса моментов. Для первой кинематической схемы $M_1 = M_2 / (i_{12}^{(3)} \cdot n)$, $M_3 = M_2 - M_1$.

Проектный расчет передачи

8. Определяются геометрические параметры ППТК (рис. 2).

Табл. 3. Выражения для определения среднего КПД ППТК

Номер КС	КПД	Номер КС	КПД
1	$\frac{\sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m}) \cdot \cos(\varphi)}{i_{12}^{(3)} \cdot \sin(\alpha_{1m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} - 2 \cdot \varphi)}$	4	$\frac{\sin(\alpha_{3m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{23}^{(1)} \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m})}$
2	$\frac{\sin(\alpha_{3m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{13}^{(2)} \cdot \sin(\alpha_{1m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} - 2 \cdot \varphi)}$	5	$\frac{\sin(\alpha_{1m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{31}^{(2)} \cdot \sin(\alpha_{3m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} - 2 \cdot \varphi)}$
3	$\frac{\sin(\alpha_{1m} - \varphi) \cdot \cos(\alpha_{3m} + 2 \cdot \varphi)}{i_{21}^{(3)} \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m})}$	6	$\frac{\sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m}) \cdot \cos(\varphi)}{i_{32}^{(1)} \cdot \sin(\alpha_{3m} + \varphi) \cdot \cos(\alpha_{1m} - 2 \cdot \varphi)}$

Минимальный диаметр входного вала, исходя из условия прочности на кручение,

$$D_{1min} = \sqrt[3]{16 \cdot M_1 \cdot 10^3 / ([\tau] \cdot \pi \cdot (1 - \xi))}, \quad (8)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий наличие сквозного отверстия у ведущего вала, $\xi = 0,70 \dots 0,73$.

Минимальный диаметр ведущего

вала D_{1min} не должен превышать значение $0,7 \cdot D_{max}$.

Длина ролика l_r принимается с учетом ее максимального значения:

$$l_{rmax} = 0,5 \cdot (D_{max} - D_{1min}) - \delta_k, \quad (9)$$

где δ_k – толщина корпуса редуктора, мм.

Максимальная длина ролика не может превышать значение $0,5 \cdot R$.

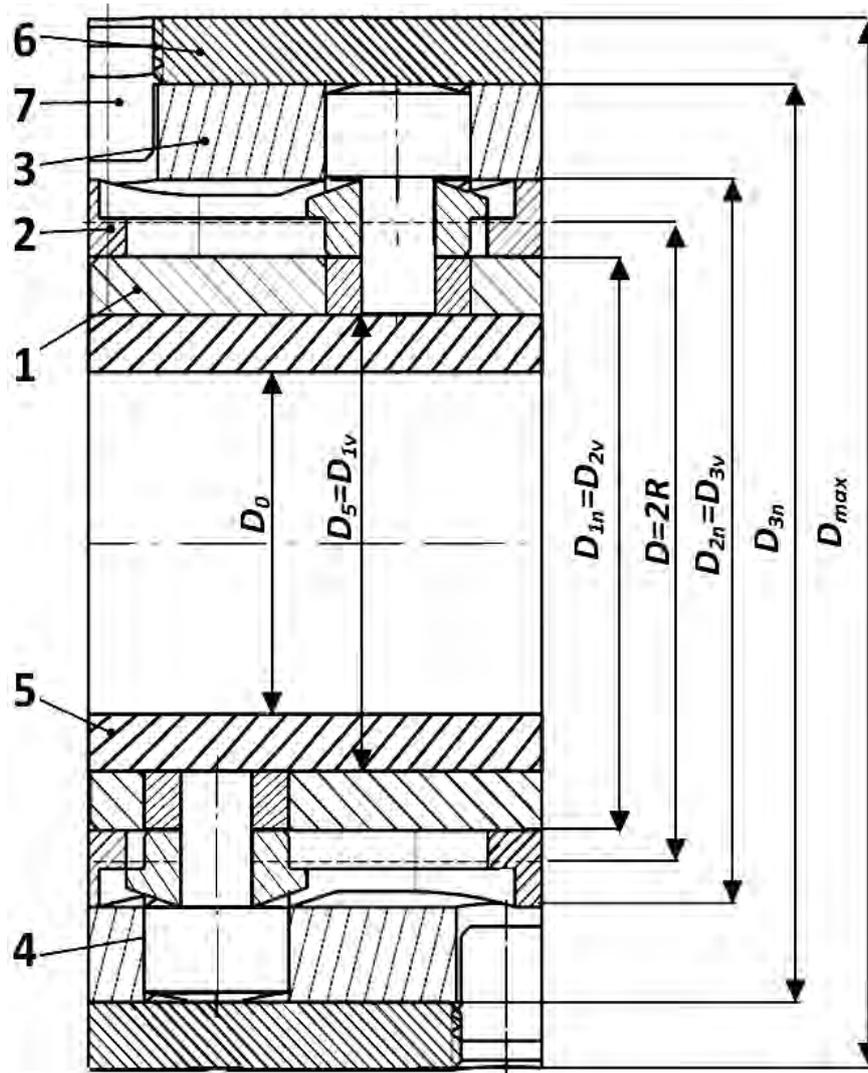


Рис. 2. Геометрические параметры секции ПТТК: 1 – внутренние кулачки; 2 – сепаратор; 3 – наружные кулачки; 4 – ролики; 5 – ведущий вал; 6 – корпус; 7 – винты, стопорящие наружные кулачки в корпусе

При разбиении общей длины ролика l_r по ступеням рекомендуется увеличить длины средней и верхней ступеней как наиболее нагруженных. При этом на втулке, контактирующей с сепаратором, необходимо проектировать выступ для устранения перекосов оси ролика. Таким образом, $l_{r1} = 0,3 \cdot l_r$, $l_{r2} = l_{r3} = 0,35 \cdot l_r$.

Высоту l_{rp2} и диаметр d_{sp2} буртика для устранения перекосов оси ролика (рис. 3), как и толщину корпуса δ_k , принимаем конструктивно.

Уточняется минимальный радиус втулок ролика из условий прочности

(первоначально принятый в п. 6):

$$r_{s2} = \frac{A \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot M_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \cdot \sin(\alpha_{3m})}{R \cdot A \cdot n \cdot K_n \cdot l_{r2k} \cdot k_{st} \cdot [\sigma_{cm}]}} \right)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3m}) \cdot \sin(\alpha_{3m})}, \quad (10)$$

где l_{r2k} – длина контактной линии втулки ролика и паза сепаратора, скорректированная с учетом высоты буртика, $l_{r2k} = l_{r2} - l_{rp2}$; k_{st} – коэффициент диаметра стержня, $k_{st} = d_0 / d_s$ (для роликов с радиусом $r_s \leq 7$ мм рекомендуется $k_{st} = 0,5 \dots 0,6$).

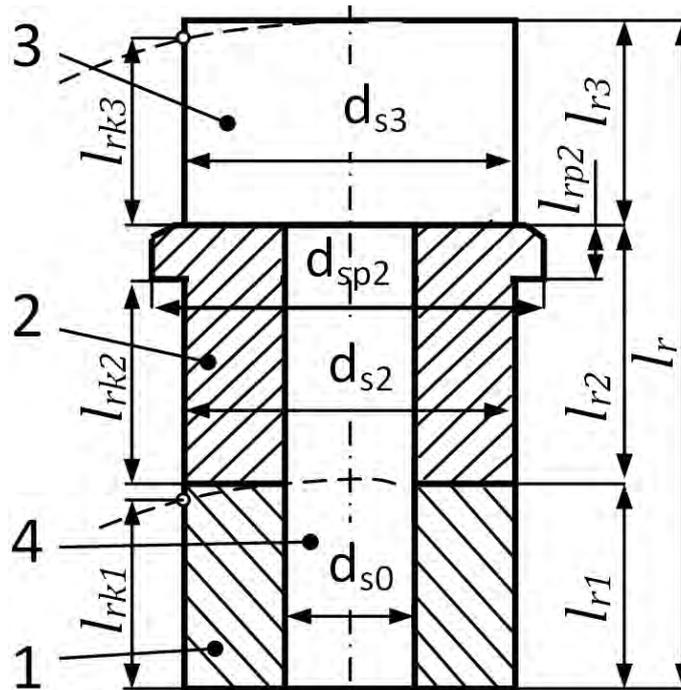


Рис. 3. Геометрические параметры ролика: 1 – втулка, контактирующая с внутренними кулачками; 2 – втулка, контактирующая с пазами сепаратора; 3 – втулка, контактирующая с наружными кулачками; 4 – стержень

Окончательно устанавливаются значения радиусов втулок (принимаются равными у всех ступеней): $r_s = r_{s1} = r_{s2} = r_{s3}$ (диаметр ролика $d_s = 2 \cdot r_s$). Минимальный диаметр ролика d_s не должен превышать величину $0,2 \cdot D_{\max}$.

При нарушении хотя бы одного из условий ($D_{1\min} \leq 0,7 \cdot D_{\max}$, $d_s \leq 0,2 \cdot D_{\max}$) необходимо скорректировать исходные данные (изменить материалы, виды термообработки), а в случае невозможности рассмотрения вопроса увеличения числа секций ППТК см. п. 14 данной методологии.

Стержень ролика конструируется соединенным со втулкой, контактирующей с наружным кулачком. Диаметр стержня ролика принимаем единым для двух других ступеней: $d_{s0} = d_{s01} = d_{s02} = 0,5 \cdot d_s$.

9. Производится расчет геометрических параметров основных элементов передачи. Исходя из известных диаметров $D_{1\min}$ и D_{\max} определяются внутренние и наружные диаметры сепаратора и

кулачков.

$$D_{3n} = D_{\max} - 2 \cdot \delta_k; D_{3v} = D_{3n} - 2 \cdot l_{r3};$$

$$D_{2n} = D_{3v}; D_{2v} = D_{2n} - 2 \cdot l_{r2};$$

$$D_{1n} = D_{2v}; D_{1v} = D_{1n} - 2 \cdot l_{r1}. \quad (11)$$

После определения длины ролика необходимо скорректировать радиус средней окружности передачи:

$$R = 0,5 \cdot D_{\max} - \delta_k - l_{r3} - l_{rp2} - 0,5 l_{rk2}. \quad (12)$$

Если после расчетов в пп. 8...10 параметры r_s и R изменили значения по сравнению с принятыми в п. 6, необходимо скорректировать значения геометрических и силовых параметров, рассчитанных по пп. 6 и 7 данной методологии.

10. Определяется средняя угловая скорость вращения тела качения ω_e относительно собственной оси (табл. 4).

Табл. 4. Выражения для определения относительной угловой скорости тела качения

КС	Выражение для определения ω_e
1	$\frac{\omega_1 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{\sin(\alpha_{3m})}{\sin(\pi - \alpha_{1m} - \alpha_{3m})} + \frac{\text{tg}(\alpha_{3m})}{i_{12}^{(3)}} - \frac{1}{i_{12}^{(3)} \cdot \cos(\alpha_{3m})} \right)$
2	$\frac{\omega_1 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{1}{\cos(\alpha_{1m})} - \frac{1}{i_{13}^{(2)} \cdot \cos(\alpha_{3m})} + \text{tg}(\alpha_{1m}) \right)$
3	$\frac{\omega_2 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{\cos(\alpha_{1m})}{i_{21}^{(3)}} - \text{tg}(\alpha_{3m}) + \frac{1}{\cos(\alpha_{3m})} \right)$
4	$\frac{\omega_2 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(+\frac{\cos(\alpha_3)}{i_{23}^{(1)}} + \text{tg}(\alpha_1) - \frac{1}{\cos(\alpha_1)} \right)$
5	$\frac{\omega_3 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(+\frac{1}{\cos(\alpha_{3m})} + \frac{1}{i_{31}^{(2)} \cdot \cos(\alpha_{1m})} - \text{tg}(\alpha_{3m}) \right)$
6	$\frac{\omega_3 \cdot R}{3 \cdot r_s} \cdot \left(-\frac{\sin(\alpha_{1m})}{\sin(\pi - \alpha_{1m} - \alpha_{3m})} + \frac{\text{tg}(\alpha_{1m})}{i_{32}^{(1)}} - \frac{1}{i_{32}^{(1)} \cdot \cos(\alpha_{1m})} \right)$

11. Приведенный коэффициент трения скольжения f' и коэффициент трения качения δ в контакте ролика и рабочих поверхностей деталей ППТК определяются согласно методике, описанной в [6].

12. Уточненный КПД ППТК определяется по формуле

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_2 \cdot \omega_2 + n \cdot \left(\delta \cdot \sum_{j=1}^m (N_j \cdot |\omega_{enj}|) + f \cdot \sum_{j=1}^m (N_j \cdot r_{soj} \cdot \omega_{oj}) \right)}, \quad (13)$$

где r_{soj} – радиус отверстия в соответствующей (j-й) втулке ролика (радиус ступени стержня); ω_{enj} – угловая скорость вращения втулки ролика относительно соответствующей беговой дорожки или паза сепаратора, рассчитанная с предположением ее качения без проскальзывания; ω_{oj} – угловая скорость

вращения втулки ролика относительно его стержня.

Так как стержень связан с одной из втулок, то внутреннее трение там учитываться не будет, а в контакте двух других втулок со стержнем ролика будут рассматриваться относительные угловые скорости с учетом знака: $\omega_{oj} = |\omega_{ejn} - \omega_{est}|$, где ω_{est} – относительная угловая скорость звена (втулки), соединенного со стержнем, принимаемая равной ω_{e1n} , ω_{e2n} или ω_{e3n} соответственно.

Для передачи, сконструированной по первой кинематической схеме, расчет кинематических параметров составных элементов тел качения приведен в [7].

13. Скорости скольжения v_{skj} определяются по формуле

$$v_{skj} = |v_{rj}| \pm |\omega_e| \cdot r_s, \quad (14)$$

где v_{rj} – проекция относительной скорости движения тела качения j -го звена на прямую, перпендикулярную к нормали к поверхностям контактирующих деталей в точке контакта.

Знак «+» принимается в случае, когда перенесенная в точку контакта скорость $\omega_e \cdot r_s$ совпадает по направлению со скоростью v_{rj} , перенесенной в ту же точку, а знак «-» – в обратном случае. Формулы по расчету скоростей скольжения для первой кинематической схемы также приведены в [7].

14. Приведенный коэффициент сопротивления движению рассчитывается по формуле

$$f_{пр} = \frac{\left(\delta \cdot \sum_{j=1}^m (N_j \cdot |\omega_{ejn}|) + \right)}{\left(f \cdot \sum_{j=1}^m N_j \cdot r_{sj} \cdot \omega_{oj} \right)} \cdot \sum_{j=1}^m N_j \cdot v_{skj}. \quad (15)$$

При этом производится перерасчет сил и моментов по п. 7 данной методологии, если полученное значение $f_{пр}$ отличается от принятого коэффициента f в п. 6.

Проверочные расчеты передачи

15. Проверочные расчеты передачи на прочность проводятся с учетом определенных ранее (п. 1) допускаемых напряжений.

Напряжения смятия на поверхностях втулок можно найти по формуле

$$\sigma_{cmj} = N_j / (2 \cdot k_{stj} \cdot r_{sj} \cdot l_{rj}). \quad (16)$$

Определять напряжения смятия можно для наиболее нагруженной втулки ролика.

Напряжения среза (при двух поверхностях среза) можно найти по формуле

$$\tau_N = N_2 / (2 \cdot \pi \cdot k_{st2}^2 \cdot r_{s2}^2). \quad (17)$$

Расчетные напряжения смятия и среза сравниваются с допускаемыми напряжениями.

Контактные напряжения и условие контактной прочности

$$\sigma_{Hj} = 191,7 \cdot \sqrt{N_j / (r_{sj} \cdot l_{rj})},$$

$$\sigma_{Hmax} = \max(\sigma_{Hj}, j=1..3) \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

где в качестве l_{rj} принимается длина контактной линии (для ступени, контактирующей с сепаратором, $l_{r2} = l_{rp2}$).

Высота срезаемого участка выступов наружных кулачков определяется исходя из допускаемых напряжений изгиба.

$$h_{fmin} = \frac{N_3 \cdot \sin(\alpha_{3m})}{2 \cdot l_{r3} \cdot [\sigma_F]} \cdot (3 \cdot \operatorname{tg}^2(\alpha_{3m}) - 1). \quad (19)$$

Рассчитанная высота h_{fmin} не должна превышать $0,2 \cdot A$.

При невыполнении одного из условий прочности в п. 15 принимаем решение об изменении материалов и их термообработки либо об увеличении числа секций редуктора. Перерасчет параметров многосекционного редуктора следует начинать с п. 6 данной методологии.

16. Определение критических частот и проверка физической устойчивости системы производятся по методикам, приведенным в [8].

Алгоритм расчета ППТК в виде блок-схемы представлен на рис. 4.



Рис. 4. Методология расчета и проектирования ППТК

Выводы

Разработанная методология была использована при создании экспериментальных образцов ППТК, которые нашли применение в малогабаритных энергосберегающих приводах. Редуктор РР-104-5 с составными роликами успешно прошел промышленные испытания в Ленинской групповой котельной ОАО «НПО «Сибсельмаш» в составе агрегатированного мазутонасоса рециркуляции топочного мазута паровых котлов ДЕ-25/14 ГМ. Опытный образец редуктора РР-104-5 был также апробирован на ОАО «Инструментальный завод Сибсельмаш» в составе привода конвейера для птицефабрик.

Так как разработка техники для бурения скважин является финансово

затратной и сопряжена с решением множества задач, не связанных с передачами, на сегодняшний день основное внедрение опытные образцы ППТК получили в качестве встраиваемых редукторных узлов в средства механизации. В частности, были разработаны ручное подъемно-тяговое устройство на основе ППТК, обеспечивающее требуемую грузоподъемность 200 кг, и ключ для демонтажа и сборки резьбовых соединений крепящих головки блока цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3. При промышленной апробации в Локомотивном депо «Могилев» с помощью ключа с диаметром корпуса 82 мм был однократно реализован момент срыва резьбы 2000 Н·м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
2. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора машиностроителя : в 3 т. – 9-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
3. **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
4. **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с. : ил.
5. **Лустенков, М. Е.** Сферические планетарные шариковые передачи с различными типами беговых дорожек / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 86–92.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение коэффициентов трения в нагруженном контакте тела качения и плоскости / М. Е. Лустенков // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 11. – С. 34–38.
7. Исследование кинематики и определение КПД передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков [и др.] // Горная механика и машиностроение. – 2013. – № 2. – С. 77–89.
8. **Лустенков, М. Е.** Динамическая модель планетарных передач различных видов на основе структурно-матричного метода / М. Е. Лустенков // Инженерный журнал. – 2011. – № 6. – С. 23–29.

Статья сдана в редакцию 25 марта 2014 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-61-00.

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-71.

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-40-14.

Екатерина Сергеевна Фитцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-10-91.

Igor Sergejevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-61-00.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-71.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-40-14.

Ekaterina Sergejevna Fittsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-10-91.