

НАСТРОЙКА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ – КАК ПРОЦЕСС ПРИВЕДЕНИЯ ЕЁ В РАБОТОСПОСОБНОЕ СОСТОЯНИЕ

В настоящей работе впервые сформулирован основной закон цепного зацепления, для широко распространенной на практике цепной передачи, который может быть применён и для других цепных устройств; дан обзор литературы, показывающий путь рождения основного закона цепного зацепления.

Цепные передачи (рис. 1) могут выполняться [1] в широком диапазоне параметров: мощности, частоты вращения валов, скорости цепи, передаточного числа, числа зубьев звёздочек и других. Их широко используют в сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машинах, нефтебуровом оборудовании, мотоциклах, велосипедах, автомобилях.

Цепные передачи применяют:

а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колёс, не вызванных необходимостью получения нужного передаточного отношения;

б) при жёстких требованиях к габаритам, но больших чем дают расчеты для зубчатых передач;

в) при необходимости работы без проскальзывания в зацеплении, препятствующего применению клиноремённых передач;

г) при необходимости получить габариты меньшие, чем даёт расчёт для ременных передач;

д) при невозможности или трудности обеспечения соосности валов.

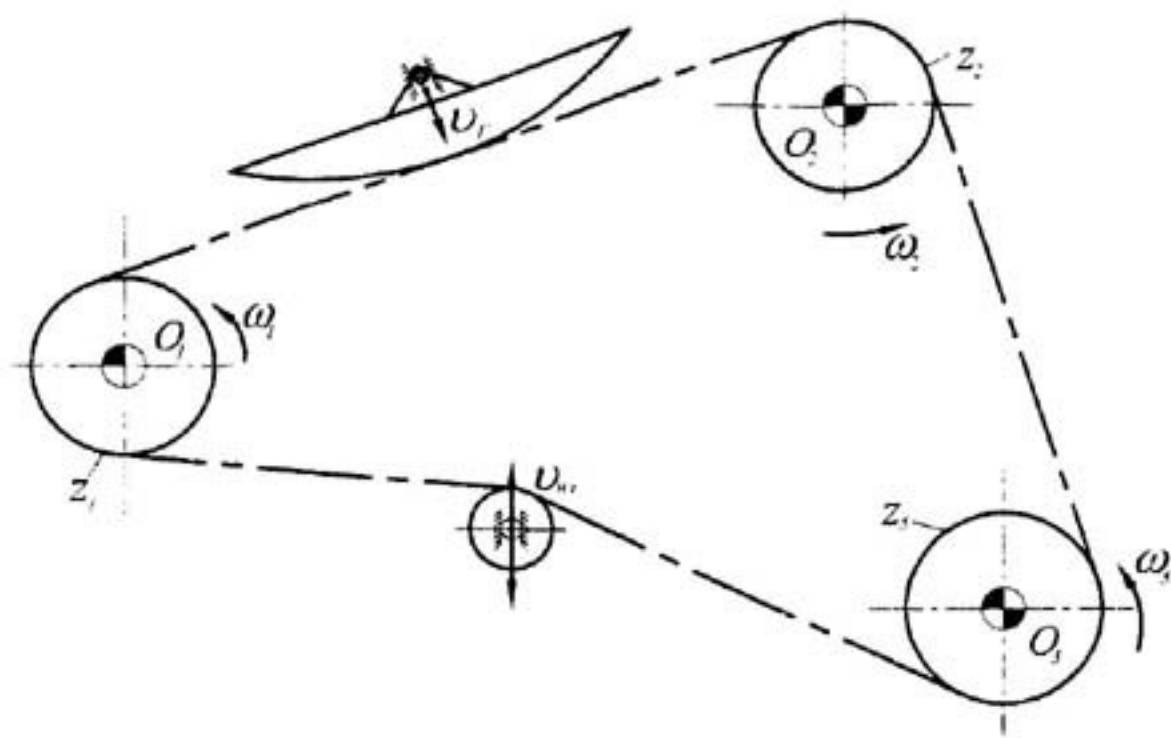


Рис. 1. Цепная передача с дополнительными и вспомогательными устройствами

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т.е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками, большими опорными поверхностями...). Благодаря этому они находят применение в транспортёрах, элеваторах, в качестве движителей машин: в тракторах, экскаваторах, подъёмных кранах. Эти механизмы и устройства объединяет то, что все они используют цепное зацепление. Таким образом, круг машин и механизмов, использующих цепное зацепление, очень широкий.

К достоинствам цепной передачи относят [1]:

- 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
- 2) меньшие, чем у ременных передач габариты;
- 3) отсутствие скольжения в зацеплении;
- 4) высокий коэффициент полезного действия;
- 5) малые силы, действующие на валы, так как в цепных передачах нет необходимости в большом начальном натяжении, как у ременных передач;
- 6) возможность лёгкой замены цепи;
- 7) возможность передачи движения от одной звездочки, нескольким (т.е. передача крутящего момента, мощности от ведущего вала нескольким ведомым);
- 8) компенсацию значительной несоосности валов.

Вследствие неоспоримых достоинств и ряда, изложенных выше, особенностей, напрашивается вывод о том, что цепные передачи должны использоваться широко, постоянно увеличивая долю своего присутствия в машинах среди передач. Однако, из-за крайне малого числа исследований в области цепных передач и сложности последних, они не получили такого широкого применения, как другие передачи, например, зубчатые или ременные. Причем, меньше всего изучено цепное зацепление и его закономерности, несмотря на то, что оно является основополагающим при расчете цепных передач.

Вместе с тем, исследованиями Н. В. Воробьёва [2], И. И. Ивашкова [3], Д. Н. Решетова [1], а, в области цепного зацепления, так же И. П. Глущенко [4], были заложены основы расчёта и проектирования цепных передач, и, цепного зацепления. Так, как цепное зацепление играет решающую роль при проектировании цепных передач и, в первую очередь, при расчёте их настройки, то профессором Н. В. Воробьёвым [2] была установлена закономерность изменения натяжений в звеньях цепи, находящихся на звездочке, и предложена формула

$$S_n = a^n \cdot S_0, \quad (1)$$

в которой: S_n - натяжение звена, входящего в зацепление; a - коэффициент уменьшения натяжения в звене, входящем в зацепление; n - число звеньев, расположенных между входящими в зацепление шарниром и шарниром звена, натяжение которого требуется определить; S_0 - натяжение n -го звена.

Однако выводу формул, учитывающих взаимосвязь угла обхвата цепью звездочки, шага цепи, профиля зуба звездочки, натяжения ветвей передачи и момента движущих сил, посвящено незначительное число работ отечественных [5,6] и зарубежных [7] авторов.

Основными вопросами теории цепного зацепления являются соотношение шагов цепи и звёздочки и расположение шарниров цепи на профилях зубьев звёздочки. Профессор Н. В. Воробьёв выделил [2] два вида зацепления: нормальное, при котором шаг цепи t больше или равен шагу звёздочки $t_{зк}$, и специальное, когда шаг цепи меньше шага звёздочки: $t < t_{зк}$.

Теоретическими исследованиями, опытом эксплуатации цепных передач и оригинальными экспериментами В. А. Хлунова [8] подтверждено существенное преимущество нормального способа зацепления, когда шаг цепи t больше или равен шагу звёздочки $t_{зк}$, а современными стандартами для цепей и цепных передач предусмотрено применение только нормального способа зацепления.

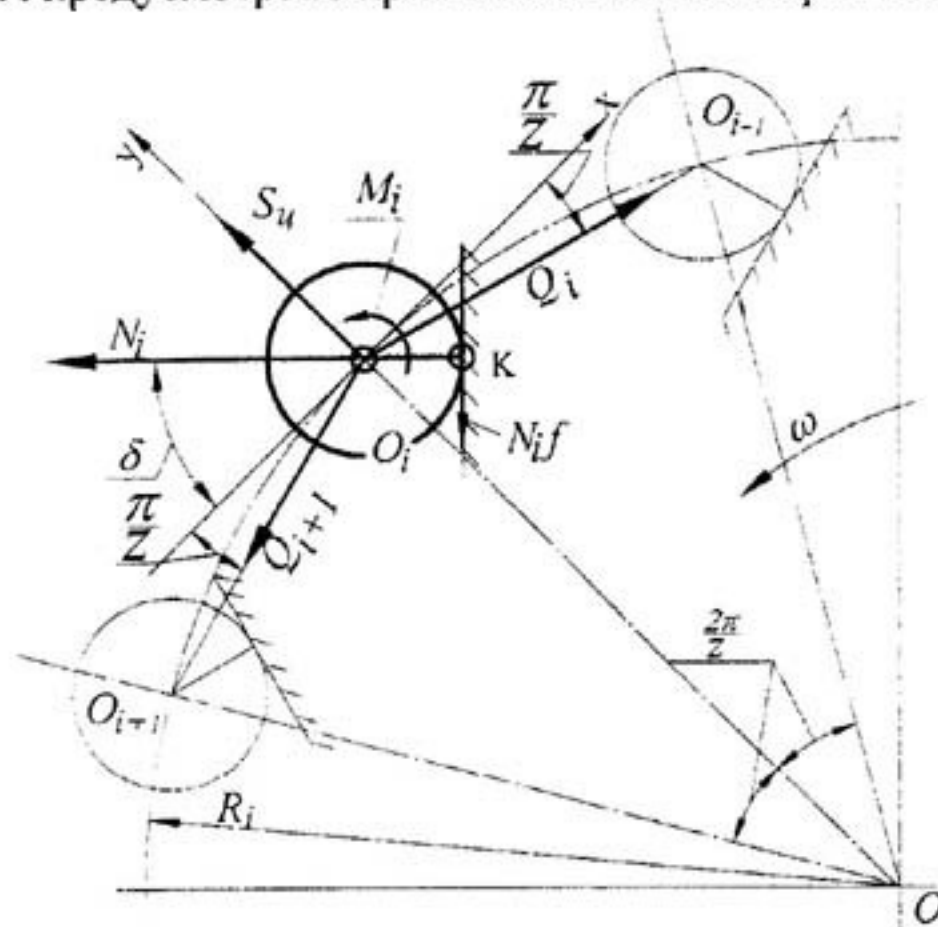


Рис. 2. Схема равновесия сил приложенных к шарниру цепи, размещенному на зубе звездочки

Существенным шагом вперёд, на пути исследования цепного зацепления, были формулы, полученные проф. И. П. Глушенко [4], для соотношения натяжений Q_i и Q_{i+1} в соседних звеньях цепи (рис. 2), расположенных на зубьях вращающейся ведущей звёздочки

$$\frac{Q_i - S_u}{Q_{i+1} - S_u} = B. \quad (2)$$

где B - коэффициент сцепления шарнира цепи с зубом звёздочки; S_u - центробежная сила.

$$B = \frac{\sin(\delta + \frac{\pi}{z}) - f \cos(\delta + \frac{\pi}{z})}{\sin(\delta - \frac{\pi}{z}) - f \cos(\delta - \frac{\pi}{z})}. \quad (3)$$

В формуле (3) углы δ и $\frac{\pi}{z}$ связаны зависимостями

$$\theta = \delta + \frac{\pi}{z}, \quad (5)$$

и

$$\theta - \frac{2\pi}{z} = \delta - \frac{\pi}{z}, \quad (6)$$

где z - число зубьев звёздочки.

Для звёздочек с числом зубьев z равным 10; 20; 30; 60; 120 построен [4] график, показывающий изменение коэффициента сцепления B в зависимости от отношения $\frac{t}{t_{зк}}$, т.е. от отношения шага цепи и места расположения шарнира на зубе при отношении шага цепи t к диаметру ролика D , равном $\frac{t}{D} = 1,6$. График построен в предположении, что все шарниры располагаются

по нормальной форме, т.е. на одинаковых радиусах. Он же [4] впервые ввёл в формулу для определения коэффициента сцепления B коэффициент трения f , т.е. показал влияние смазки на коэффициент сцепления. Поэтому зависимости (1) и (2) с учётом (3) можно считать прообразом зависимостей, описывающих основной закон цепного зацепления.

В результате дальнейших исследований были впервые разработаны [9] нами, совместно с Госстандартом и ВНИИНМАШ, общие приближенные "Рекомендации" для расчета настройки цепных передач. В основу этих "Рекомендации" легли работы [10, 11, 12, 13, 14].

Под настраиванием цепной передачи мы понимаем процесс приведения её в такое работоспособное состояние, при котором в наибольшей степени выполняются определенные, заранее заданные технологические и эксплуатационные её параметры. К таким параметрам передачи относятся:

- 1) минимально-возможный износ цепи цепного контура передачи;
- 2) максимально-надёжная её работа без отказов при пусках, перегрузках, пиковых нагрузках;
- 3) достаточно надёжная работа при применении в передаче неточно изготовленных цепей и звёздочек, при неточном монтаже валов, опор, различных вспомогательных и дополнительных устройств передачи;
- 4) учет оптимального периода (промежутка времени) между поднастройками передачи – совмещенными с техобслуживанием машин, в состав которых она входит, и другие.

Настраивание передачи, обычно, ведётся в её остановленном состоянии различными методами и способами, изменяющими такие её геометрические параметры, которые в дальнейшем в рабочем состоянии дают изменение силовых параметров. К таким геометрическим параметрам в первую очередь относятся: провисание ветвей цепного контура, характеризуемое стрелкой провеса f и коэффициентом провисания u ; углы α обхвата цепью рабочих, ведущей и ведомой (ведомых) звёздочек; применение этих методов вместе; изменение траектории движения как всего цепного контура, изменением обводки, так и его отдельных ветвей; применение вспомогательных натяжных и обводных звёздочек, шин и других устройств.

Исходя из того, что цепное зацепление играет решающую роль в настройке передачи, нами было рассмотрено возможное положение шарниров цепи на профилях зубьев звёздочек. При этом показано [14], что, для описания закономерностей цепного зацепления, необходимо выделить зоны, в границах которых можно будет применять одни и те же зависимости. Границы этих зон (форм расположения шарниров) были предложены проф. И. П. Глуценко [4] и в дальнейшем использованы проф. А. А. Петриком [13], а именно: исходная, нормальная и предельная.

Мы предлагаем [14] выделить дополнительно к этим трем формам расположения четвертую – названную нами граничной. Причём, исходная форма расположения шарниров цепи на профилях зубьев звёздочек характеризуется симметричным расположением последних, т.е. средний из них контактирует с впадиной между зубьями. Остальные шарниры располагаются симметрично, контактируя попарно с рабочими и затылочными профилями зубьев. При граничной форме $p + 1$ -й шарнир контактирует с впадиной между зубьями, а остальные размещаются так, что радиусы их расположения $p + 1$ -го, p -го, $p - 1$ -го ... i -го ... 3-го, 2-го, 1-го, нулевого описываются зависимостью

$$R_0^I > R_1^I > R_2^I > \dots > R_i^I > \dots > R_{p-1}^I > R_p^I > R_{p+1}^I. \quad (6)$$

При нормальной форме радиусы расположения центров всех шарниров на дуге обхвата одинаковы, т.е.

$$R_0^H = R_1^H = R_2^H = \dots = R_i^H = \dots = R_{p-1}^H = R_p^H = R_{p+1}^H. \quad (7)$$

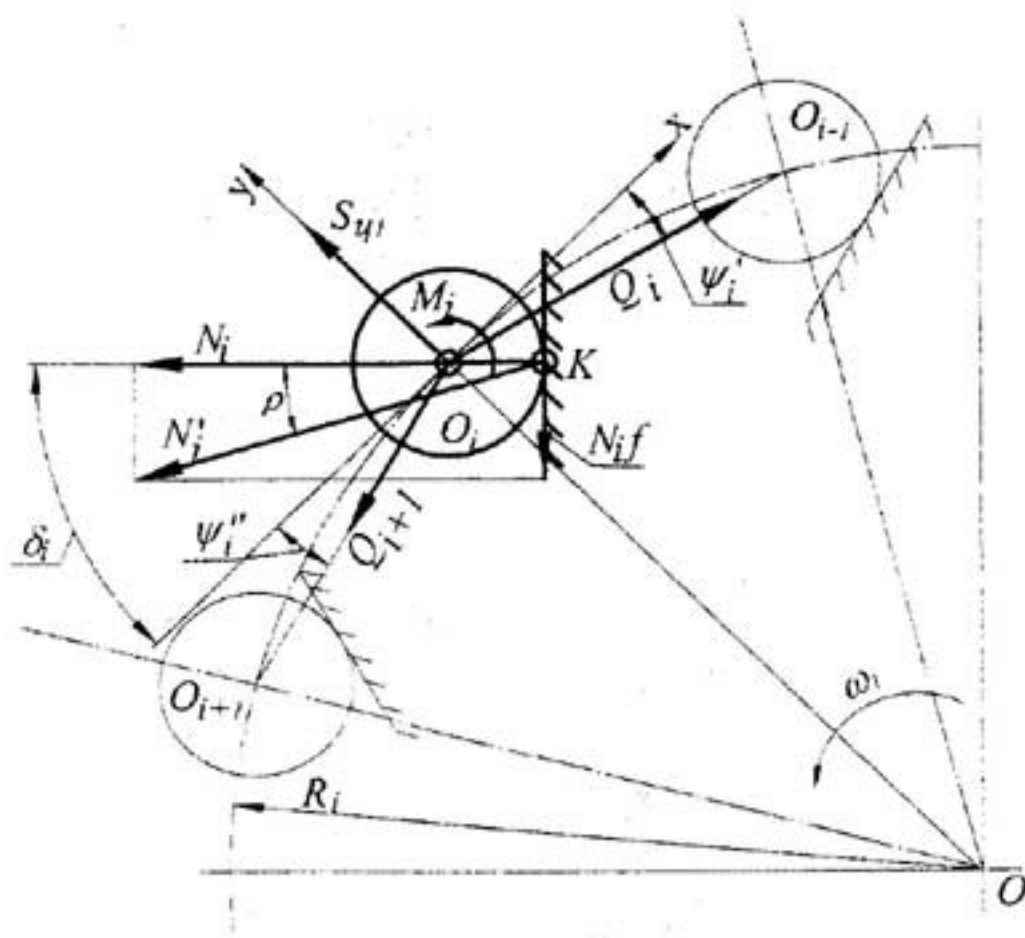
При предельной форме радиусы расположения описываются зависимостью

$$R_0^II < R_1^II < R_2^II < \dots < R_i^II < \dots < R_{p-1}^II < R_p^II < R_{p+1}^II. \quad (8)$$

Между исходной и граничной располагается множество форм названных нами формами группы a ; между граничной и нормальной располагается множество форм группы b , а между нормальной и предельной – формы группы c . Их геометрические и иные параметры можно рассчитывать по зависимостям, полученным для всей группы форм b или c включая границы.

Деление форм расположения шарниров необходимо для того, чтобы, записав формулу коэффициента сцепления для одной промежуточной формы, например c или b можно было её использовать во всём диапазоне форм, включая границы.

a)



б)

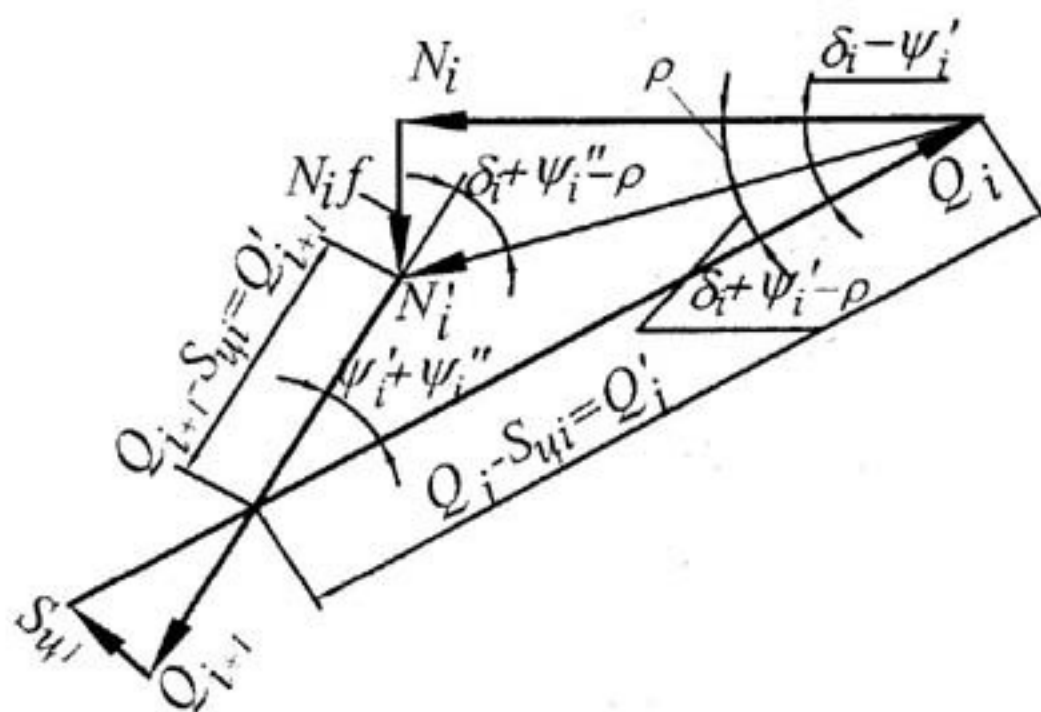


Рис. 3. К определению коэффициента сцепления шарнира цепи с зубом звёздочки;
 а) схема сил действующих на шарнир цепи; б) силовой многоугольник

Согласно рис. 3 соотношение усилий в соседних i -м и $i+1$ -м звеньях, соответственно Q_i и Q_{i+1} , будет определяться [14] при формах группы c коэффициентом сцепления B_i^\uparrow ; так как, из (8) следует, что шарнир движется при предельной форме на ведущей звёздочке, вверх (\uparrow)

$$B_i^\uparrow = \frac{\sin(\delta_i + \psi_i'' - \rho)}{\sin(\delta_i - \psi_i' - \rho)}. \quad (9)$$

По аналогии при формах группы b на той же звёздочке шарниры движутся вниз (\downarrow), что доказывает формула (6)

$$B_i^\downarrow = \frac{\sin(\delta_i + \psi_i'' + \rho)}{\sin(\delta_i - \psi_i' + \rho)}. \quad (10)$$

В зависимостях (9) и (10)

$$\rho = \text{arc tg } f - \quad (11)$$

– угол трения; δ_i – угол давления (рис. 3), определяется геометрией профиля зуба; ψ_i' и ψ_i'' – углы разворота соседних звеньев в шарнире, определяются числом зубьев звёздочки и формой расположения шарниров.

Понятно, что согласно рис. 4, можно записать формулу коэффициента сцепления для ведущей звёздочки

$$B_z = B_0 \cdot B_1 \cdot B_2 \cdot \dots \cdot B_i \cdot \dots \cdot B_{p-1} \cdot B_p; \quad (12)$$

так как из рис. 4 видно, что $p + 1$ -й шарнир, контактируя с $p + 1$ -м зубом выходит из зацепления с ним. По этому рисунку – его коэффициент сцепления равен единице. Но через мгновение упомянутый выше шарнир будет частью ведомой ветви, а точкой подвеса холостой ветви станет p -й, т.е. следующий за ним шарнир.

Для ведомой звёздочки, по аналогии, формула коэффициента сцепления будет такой

$$C_z = C_1 \cdot C_2 \cdot \dots \cdot C_i \cdot \dots \cdot C_p \cdot C_{p+1}; \quad (13)$$

так как на ведомой звёздочке нулевой шарнир выходит из зацепления с зубом звёздочки, а $p + 1$ -й шарнир входит в зацепление.

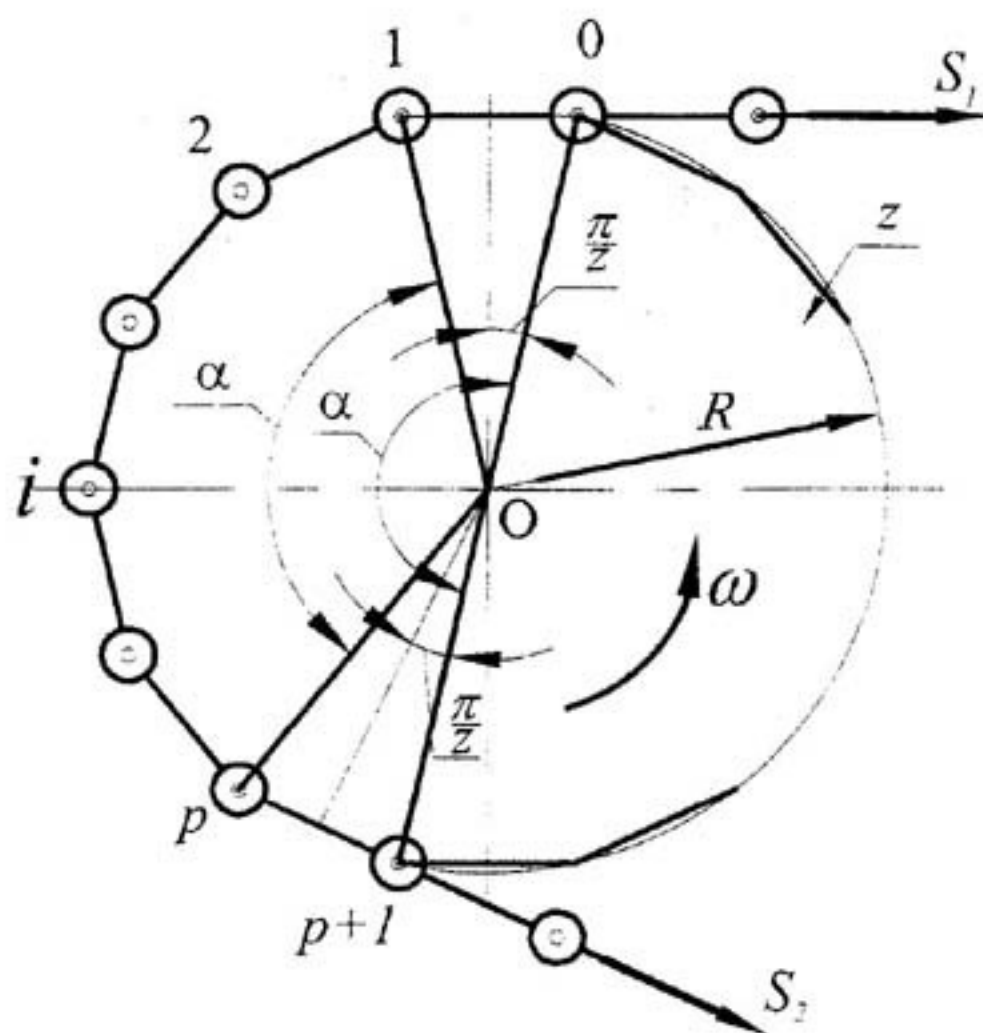


Рис. 4. Расчётная схема размещения шарниров цепи на зубьях ведущей звёздочки при нормальной форме расположения

Но, с одной стороны

$$\frac{S_1 - S_{II}}{S_x - S_{II}} = B_z; \quad (14)$$

а с другой стороны

$$\frac{S_1 - S_{II}}{S_x - S_{II}} = C_z; \quad (15)$$

т.е. в передаче всегда обеспечивается тождество

$$B_z = \frac{S_1 - S_{II}}{S_x - S_{II}} = C_z; \quad (16)$$

из которого видно, что коэффициент сцепления звёздочек, и ведущей, и ведомой, всегда равен отношению усилий в рабочей S_1 и холостой S_x ветвях передачи за вычетом центробежных сил, растягивающих звенья контура.

Таким образом, основной закон цепного зацепления может быть сформулирован следующим текстом.

Шарниры цепи на профилях зубьев звёздочки всегда расположены таким образом, что коэффициент сцепления звёздочки, равный произведению коэффициентов сцепления всех шарниров цепи, находящихся в контакте с зубьями i -й звёздочки (на дуге обхвата цепью звёздочки), равен соотношению натяжений i -й и $i + 1$ -й ветвей цепи $\frac{S_i}{S_{i+1}}$, примыкающих к i -й звёздочке, за вычетом натяжений этих ветвей от центробежных сил.

Литература:

1. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Воробьёв Н. В. Цепные передачи / Н. В. Воробьёв – М.: Машиностроение, 1968. – 256 с.
3. Ивашков. И. И. Пластинчатые цепи / И. И. Ивашков – М.: Труды ВНИИПТМАШ, Машгиз, 1982. – 264 с.
4. Глущенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И. П. Глущенко – Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1964. – 226 с.
5. Корепанов С. Г. Закономерности цепного зацепления (геометрия, кинематика и силовой расчёт). – Ленинград: Автореферат. Канд. дис., 1954. – 26 с.
6. Цейтлин Н. И. Вопросы теории зацепления втулочно-роликовых цепей / В. А. Цейтлин, В. А. Минц // Сб. “О цепных передачах”. – М.: Машгиз, 1955.
7. Binder R. C. Mechanics of the Roller Chain Drives / Binder R. C. – N. Y., 1956.
8. Хлунов В. А. Способы зацепления шарниров втулочно-роликовых цепей с зубьями звёздочек / В. А. Хлунов // Сб. “О цепных передачах”. – М.: Машгиз, 1955.
9. Глущенко И. П. Передачи цепные общего назначения с приводными втулочными и роликовыми цепями / И. П. Глущенко, А.А Петрик, С. Б. Бережной, В.С. Семенов // Расчёт настройки. – Москва – Краснодар: Советская Кубань 1981. – 33 с.
10. Семёнов В. С. О настройке цепных передач сельскохозяйственных машин / В.С. Семенов, И. П. Глущенко, А.А Петрик Теоретические и экспериментальные исследования в области сельхозмашиностроения – М.: 1977. с. 76 – 80.
11. Петрик А.А. Об устойчивости настройки пары ведущая звездочка–цепь / А.А Петрик, В.С. Семенов // В сб. «Механические передачи» – Краснодар: Труды КПИ, 1974. с. 17 – 23.
12. Семёнов В. С. Настройка многоваловой цепной передачи по известным усилиям в её ветвях / В. С. Семёнов – Краснодар: Труды КПИ, 1976. с. 37 – 44.
13. Петрик А. А. Исследование работоспособного состояния роликовых цепных передач – Харьков: Автореферат. Докт. дис., 1978. – 57 с.
14. Семёнов В. С. Исследование настройки двухзвёздных роликовых цепных передач. – Краснодар: Автореферат. Канд. дис., 1981. – 26 с.