

4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).

5. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» / БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – минск: БНТУ, 2021

6. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).

7. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением [Текст] / Доц. В. М. Шанников, канд. техн. наук. - Москва ; Ленинград : [Ленингр. отд-ние] и 1-я тип. Машгиза в Л., 1948. - 172 с. : ил.; 23 см.

8. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : [монография] / Громыко П.Н., Макаревич Д.М., Доконов Л.Г., Макаревич С.Д., Гончаров П.С., Трусов И.В. - Могилев : Белорусско-Российский университет, 2013. - 272 с. : ил.

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов цевочного зацепления

Студент гр. 10604221 Сироткин А.

Научный руководитель – доцент Протасеня О. Н.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь

Планетарно-кривошипные механизмы с цевочным зацеплением применяют в различных отраслях промышленности, там, где требуется обеспечить максимальный вращающий момент при минимальных габаритах и массе привода, высокую надёжность и долговечность. Циклоидальные редукторы используют в конструкциях таких устройств и механизмов, как мешалки для жидких и вязких сред, центрифуги и декантеры, кирпичные прессы, глиномяльные машины, центробежные и лопастные вентиляторы,

компрессоры, насосы, ленточные, ковшовые, цепные и винтовые конвейеры, рольганги, шнековые транспортеры шаровые и молотковые мельницы, голтовочные барабаны, генераторы, стиральные машины, станочное оборудование (гибочные валки, строгальные станки, резьбонарезное оборудование и др.), промышленные роботы и манипуляторы, формовочные машины, экструдеры пластмасс, волочильные станы, цементные и др. обжиговые печи, формовочные прессы, каландры, машины для намотки тканей, кабельной продукции, упаковочные машины и многих других.

На рисунке 1 представлен планетарно-кривошипный механизм с цевочным зацеплением.



Рисунок 1. Планетарно-кривошипный механизм с цевочным зацеплением

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов основана на кинематической теории классических планетарных механизмов [1].

Передаточное отношение $i_{пл}$ трехзвенного планетарного механизма с одновенцовым сателлитом (рис. 2) зависит от статуса основного звена *водила* – h (остановленное, ведущее или ведомое) и заключается в определении функции $i_{пл} = f(i^h)$.

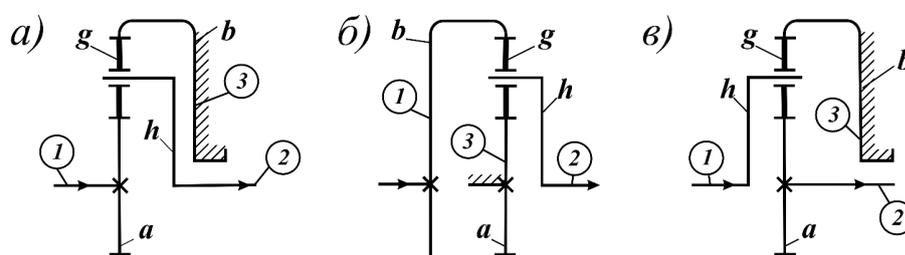


Рисунок 2. Схемы планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами: а) с ведущим солнечным колесом a , б) с ведущим эпициклическим колесом b , в) с ведущим водилом h

Для раскрытия функции составим *матрицу расчетных формул* для трехзвенных планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами:

$$i_{пл} = f \quad i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \pm z_2/z_1 ; \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \pm z_3/z_1 ; \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \pm z_3/z_2} . \end{cases} \quad (1)$$

Для трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами (рис.3) передаточное отношение определяется на основе матрицы расчетных формул (1) с учетом двухвенцового сателлитного блока.

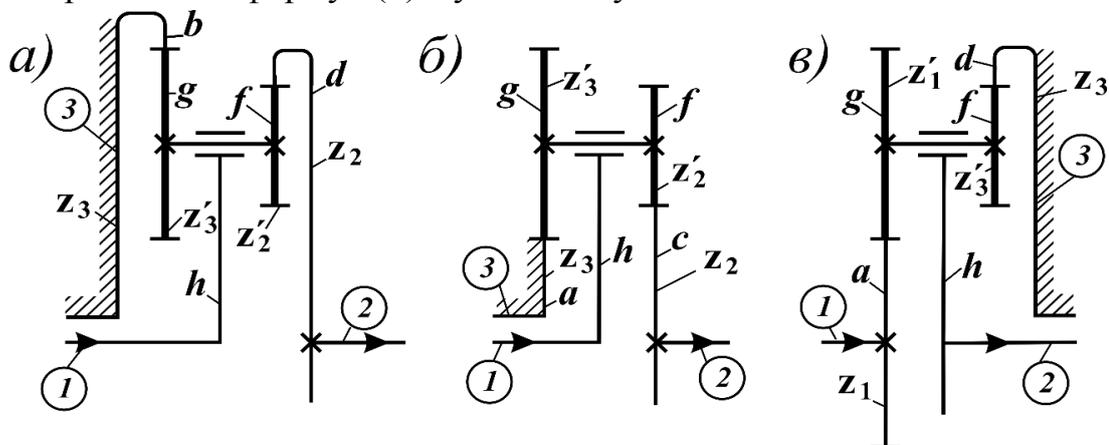


Рисунок 3. Схемы трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами: а) внутреннего, б) наружного, в) смешанного зацепления

$$i_{пл} = f \quad i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \left(\pm \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_2' \cdot z_1} \right); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_1'}{z_3' \cdot z_1} \right); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_2'}{z_3' \cdot z_2} \right)} . \end{cases} \quad (2)$$

В (1;2) приняты обозначения: индексы 1, 2, 3 – ведущее, ведомое, остановленное звенья; z_1, z_2, z_3 – числа зубьев сателлитов, находящихся непосредственно в зацеплении с центральными колесами z_1, z_2, z_3 .

Для зацепления $a-g-b$ дифференциального и планетарного механизмов справедливы следующие равенства взаимозависимости частот вращения звеньев:

$$\left. \begin{aligned} n_a &= i_{ab}^h \cdot n_b + i_{ah}^b \cdot n_h; & n_g &= i_{gb}^h \cdot n_b + i_{gh}^b \cdot n_h; \\ n_b &= i_{ba}^h \cdot n_a + i_{bh}^a \cdot n_h; & n_g &= i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h; \\ n_h &= i_{ha}^b \cdot n_a + i_{hb}^a \cdot n_b; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Относительная частота вращения сателлитов планетарных механизмов с учетом наличия остановленных звеньев определяется по формуле:

$$n_g - n_h = \begin{cases} n_h \left(\frac{z_a}{z_g} \right), & \text{при } n_a = 0; \\ -n_h \left(\frac{z_b}{z_g} \right), & \text{при } n_b = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Планетарно-кривошипные механизмы с цевочным зацеплением или циклоидальные механизмы относятся к классу передач с многопарным зацеплением, обладают высокими массогабаритными характеристиками, высокими коэффициентом полезного действия и долговечностью. Цевочное зацепление делится на *эпициклоидальное* (эпициклическое колесо b выполнено в виде цевочного обода) и *гипоциклоидальное* (сателлит g выполнен в виде цевочного обода) [8].

Для получения максимального кинематического эффекта в планетарно-кривошипных механизмах с *корригированным* цевочным зацеплением разницу зубьев колес выбирают по следующей зависимости:

$$z_b - z_g = 1, \quad (5)$$

где: z_b – количество зубьев (цевок) эпициклического колеса b ; z_g – количество зубьев (цевок) сателлита g (звездочка с циклоидальным профилем).

Передаточное отношение для планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при неподвижном эпициклическом колесе b , ведущем водиле (кривошипе) h и ведомом сателлите g (см. рис. 4) принимает вид:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g. \quad (6)$$

Знак минус указывает на противоположное вращение ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное отношение для планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при неподвижном сателлите g , ведущем водиле h и ведомом эпициклическом колесе b :

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g} = \frac{z_b}{1} = z_b. \quad (7)$$

Для увеличения нагрузочной способности, компактности, улучшения динамической сбалансированности и снижения виброактивности в планетарно-кривошипных механизмах с цевочным зацеплением используют два сателлита (звездочки), работающих в противофазе. С этой целью число зубьев (цевок) эпициклического колеса b принимается *четным*.

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис.4) планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с двумя оппози́тными сателлитами (звездочками).

$$n_{\text{вх}} = 500 \text{ мин}^{-1}; \quad z_{g_1} = z_{g_2} = 21; \quad z_b = 22.$$

Ведущий вал 1 приводит в движение эксцентриковый вал (водило h или кривошип), который сообщает циклоидальное движение сателлитам (звездочкам g_1, g_2). Передача вращающего момента от сателлитов (звездочек g_1, g_2) к выходному валу 2 производится посредством втулочных пальцев Π , жестко связанных с выходным валом 2 и контактирующих с круглыми отверстиями O в сателлитах g_1, g_2 . Следовательно, и направления вращения и частоты вращения звездочек (сателлитов g_1, g_2) и выходного вала 2 будут равны.

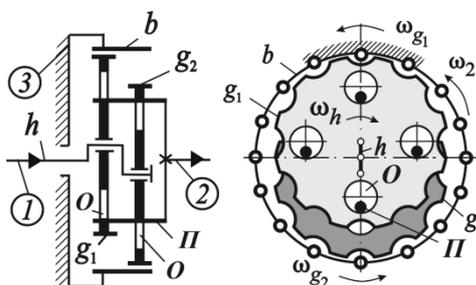


Рисунок 4. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с двумя оппози́тными сателлитами (звездочками)

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья b, g_1, g_2, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g = -21.$$

2. Частота вращения ведомого звена :

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{500}{-21} = -23,81 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита :

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -500 \frac{22}{21} = -523,81 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис.5) планетарно-кривошипного механизма с цевочным гипоциклоидальным зацеплением.

$$n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 11; \quad z_b = 12.$$

Сателлит g выполнен в виде сепаратора с подвижными в радиальном направлении телами качения (цевками \mathcal{C}), а эпициклическое колесо b – в виде звездочки с внутренними зубьями. Генератор волн (водило h) через подшипник $\mathcal{П}$ воздействует на тела качения \mathcal{C} , которые перемещаются в радиальном направлении и обкатываются по внутреннему профилю эпицикла b , что вызывает вращение сепаратора g , связанного с выходным валом 2.

Данный механизм может быть отнесен и к планетарно-волновым зубчатым механизмам, так как обладает всеми признаками последних: эпициклическое колесо b является жестким колесом, роль гибкого колеса играет сепаратор g , точнее связанные с ним тела качения (цевки \mathcal{C}), имитирующие радиальную деформацию (волну), а водило h выполняет функцию одноволнового генератора волн деформации (зон зацепления), воздействующего на тела качения \mathcal{C} через подшипник $\mathcal{П}$.

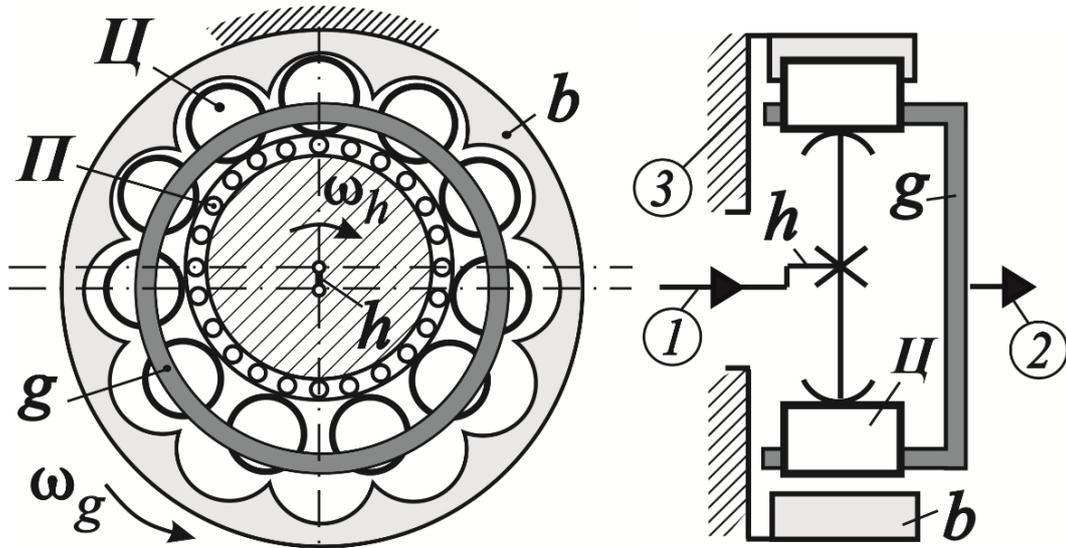


Рисунок 5. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного гипоциклоидаального зацепления компании *Simaco*

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g = -11.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-11} = -90,91 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет (рис.6) планетарно-кривошипного механизма с цевочным смешанным зацеплением.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 30; \quad z_b = 31; \quad z_a = 29.$$

Сателлит g представляет собой *цевочный обод*, одновременно сцепляющийся со звездочкой с наружными зубьями – солнечным колесом a (гипоциклоидаальное зацепление) и со звездочкой с внутренними зубьями – эпициклическим колесом b (эпициклоидаальное зацепление).

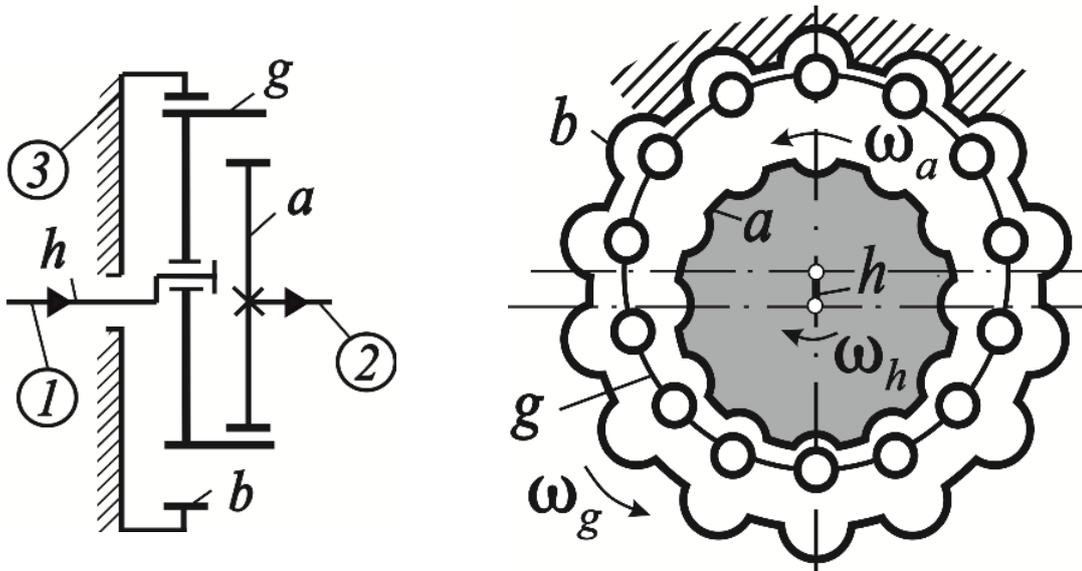


Рисунок 6. Схема планетарно-кривошипного механизма смешанного цевочного зацепления с сателлитом g в виде цевочного обода

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья a, b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_b \cdot z_g}{z_g \cdot z_a}} = \frac{1}{1 - \frac{z_b}{z_a}} = \frac{1}{1 - \frac{31}{29}} = -14,5.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{вых}} = n_a = n_h \cdot i_{ah}^b = \frac{n_h}{i_{ha}^b} = \frac{1000}{-14,5} = -68,97 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита:

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{31}{30} = -1033,33 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 4. Выполнить кинематический расчет (рис.7) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма компании *Nabtesco*.

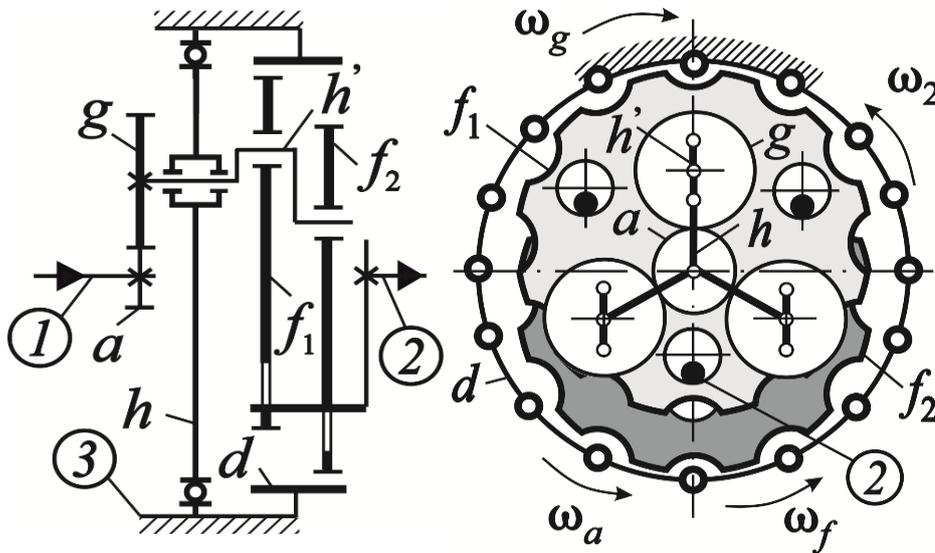


Рисунок 7. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма цевочного зацепления компании *Nabtesco*

Вращающий момент через входной вал 1 передается на солнечное колесо a классического трехзвенного планетарного механизма эвольвентного зацепления (первая ступень редуцирования) и далее через сателлиты g и жестко связанные с ними параллельные кривошипы h' на оппозитные звездочки f_1 и f_2 планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления (вторая ступень редуцирования). Передача вращающего момента от сателлитов (звездочек f_1, f_2) к выходному валу 2 производится посредством втулочных пальцев, жестко связанных с выходным валом 2 и контактирующих с круглыми отверстиями в сателлитах f_1 и f_2 . Направления вращения и частоты вращения звездочек f_1 и f_2 и выходного вала 2 равны.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_{f_1} = z_{f_2} = 39; \quad z_d = 40; \quad z_g = 36; \quad z_a = 18.$$

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья a, d, g, f_1, f_2, h', h .

1. Передаточное отношение (выходное звено 2 вращается в том же направлении и с той же частотой вращения что и звенья f_1, f_2 и звено h):

$$i_{12}^3 = i_{af}^d = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h.$$

1.1. Относительное передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма эвольвентного зацепления – первая ступень редуцирования ($\omega_{h'} = \omega_g$):

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{36}{18} = -2.$$

1.2. Относительное передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления – вторая ступень редуцирования ($\omega_h = \omega_f$):

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{40}{40 - 39} = 40;$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - -2 \cdot 40 = 81.$$

2. Частота вращения выходного звена:

$$n_{\text{вых}} = n_2 = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{1000}{81} = 12,346 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов:

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{36} = -0,5;$$

$$i_{gh}^a = 1 - i_{ga}^h = 1 - \left(-\frac{z_a}{z_g}\right) = 1 + \frac{18}{36} = 1,5.$$

$$n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h = -0,5 \cdot 1000 + 1,5 \cdot 12,346 = -481,48 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_g - n_h = n_{h'} - n_h = n_a - n_h \frac{-z_a}{z_g} = 1000 - 12,346 \frac{-18}{36} = -493,83 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_f - n_{h'} = -n_{h'} \frac{z_d}{z_f} = 481,48 \frac{40}{39} = 493,83 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 5. Выполнить кинематический расчет (рис.8) планетарно-кривошипного механизма с наклонной осью кривошипа (*прецессионный механизм*).

$$n_{\text{вх}} = n_h = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 41; \quad z_b = 42.$$

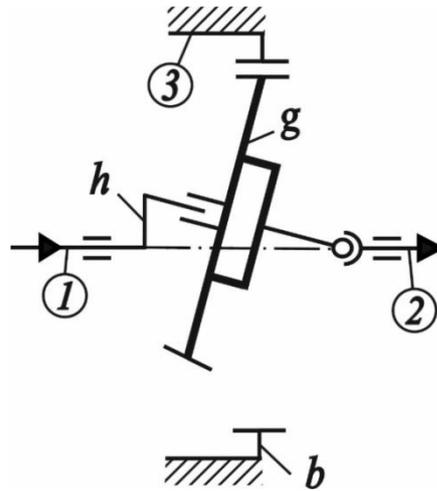


Рисунок 8. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с наклонной осью кривошипа (прецессионный механизм)

Вращающий момент через входной вал 1 передается на кривошип с наклонной осью h и связанный с ним сателлит g , совершающий сферическое (*прецессионное*) движение благодаря наклонному расположению оси кривошипа. Сателлит g , взаимодействуя с остановленным эпициклическим колесом b , передает вращение на выходной вал 2 с помощью угловой муфты.

Конкурентным преимуществом *прецессионного* цевочного механизма перед классическим цевочным механизмом является меньшая чувствительность эксплуатационных показателей к нарушению теоретически точной геометрии зацепления в процессе эксплуатации [8].

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{41}{1} = -41.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-41} = -24,39 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита:

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{42}{41} = -1024,39 \text{ мин}^{-1}.$$

Литература

1. Планетарные передачи. Справочник/Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева, Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи, Изд. 2-е Л., «Машиностроение», 1966, 308 с
3. Курсовое проектирование деталей машин/В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов.- Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1984, 400 с., ил.
4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).
5. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» / БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – минск: БНТУ, 2021
6. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).
7. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с вневцентроидным зацеплением [Текст] / Доц. В. М. Шанников, канд. техн. наук. - Москва ; Ленинград : [Ленингр. отд-ние] и 1-я тип. Машгиза в Л., 1948. - 172 с. : ил.; 23 см.
8. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : [монография] / Громько П.Н., Макаревич Д.М., Доконов Л.Г., Макаревич С.Д., Гончаров П.С., Трусов И.В. - Могилев : Белорусско-Российский университет, 2013. - 272 с. : ил.