

УДК 621.892.2

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ РОТОРНОГО ГИДРОМОТОРА

А.П. Палюх, аспирант кафедры прикладной гидромеханики
Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск, Украина, e-mail:
zevs.dagon@rambler.ru

Аннотация. В работе приведены основные параметрические характеристики планетарной передачи с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами. Дан упрощенный алгоритм расчета планетарной передачи роторного гидромотора с необходимым сочетанием выпуклостей на внешнем и внутреннем контуре.

Ключевые слова: роторный гидромотор с планетарной передачей, алгоритм расчета, параметрические характеристики.

GEOMETRICAL SYNTHESIS OF PLANETARY GEARS ROTORY MOTOR

A.P. Palyh, graduate students of applied hydromechanics
Donbass State Technical University, Alchevsk, Ukraine, e-mail:zevs.dagon@rambler.ru

Abstract. In work presented the main characteristics of the planetary gears parametric with non-circular wheels and floating solar satellites. An simple algorithm for calculating planetary gears rotary motor with the required combination of bumps on the outer and inner loop.

Keywords: rotary motor with planetary gears, calculation algorithm, parameter specifications.

Введение. Развитие машиностроения в первую очередь идет по пути упрощения кинематических схем и уменьшения габаритных размеров. В первую очередь это необходимо для оснащения мобильных машин в горной, металлургической, строительной, автомобильной и других отраслей тяжелой промышленности. Еще одним важным дополнительным требованием к созданию гидроприводов машин работающих в тяжелых условиях является обеспечение их пожаро- и взрывобезопасности. Решение этих задач исторически решалось путем перехода от цилиндрических гидродвигателей к многоходовым, повышением рабочих давлений, широким распространением гипоидных гидромоторов. На этом пути были намечены основные гидравлические схемы, созданы методики расчетов всех узлов, исследованы динамика их работы, силовые и инерционные усилия, действующие на узлы и детали, неравномерность скоростей и ускорений по-

токов жидкости в нагнетательных и сливных магистралях, пути подавления возникающих шумов и вибраций.

В настоящее время наиболее проблемным является создание гидромоторов. Именно размеры этих узлов сдерживают дальнейшее развитие новых технологических процессов. Проблема усложняется тем, что наступило время перейти на огнестойкие жидкости в качестве рабочей среды. Это относится к горной, металлургической и другим отраслям.

Изложение основного материала. В ДонГТУ провели анализ выпускаемых высокомоментных гидромоторов (Рис. 1). Среди них наше внимание привлекли впервые изобретенные в Польше роторные планетарные многоходовые гидромоторы с плавающими сателлитами. В основу кинематики положена теория планетарных машин с некруглыми колесами. Несмотря на то, что сравнение производилось с лучшими мировыми образцами, время доводки которых составляет десятки лет, из графиков однозначно следует, что по массово-габаритным параметрам в настоящее время роторный гидромотор не имеет себе равных. Кроме того следует учесть, что роторный гидромотор единственный гидромотор, работающий на огнестойкой рабочей жидкости (98% воды и 2% эмульсола).

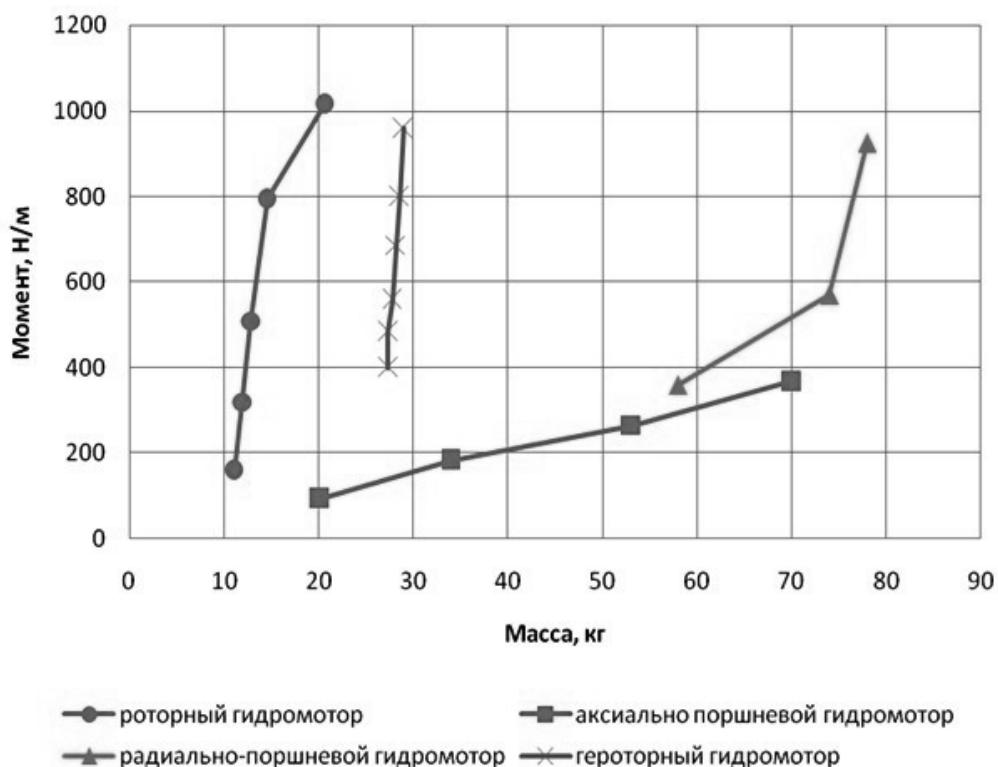


Рисунок 1 – Удельный момент гидромоторов различных типов (при P=20 МПа)

Кроме рекламных проспектов [1] в отечественной и зарубежной литературе никаких упоминаний об этих гидромашинах мы не нашли. Правда, в Томском техническом университете в 2001 г. была защищена докторская диссертация [2], рассматривающая теорию построения кинематики подобных гидромоторов и возможности создания инструмента для их производства.

Исходные данные и алгоритм расчета планетарного гидромотора. Ниже прилагается один из возможных вариантов нахождения зависимостей между геометрическими параметрами передачи.

Исходные данные для проектирования планетарного гидромотора определяются заданием числа выпуклостей внешней и внутренней шестерни N и n , а также числом зубьев на внешней шестерне Z_3 и модулем m .

Перед началом расчета уточним некоторые технические параметры, которые влияют на стабильную работу гидромотора. Так, чем ближе к единице отношение N/n , тем меньше флуктуация вращающего момента на валу подвижного колеса. Так же, при наличии общего делителя (кроме единицы) между значениям N и n опорные реакции у солнечных колес равны нулю. Эти параметры существенно влияют на работу агрегата, потому их изначально нужно закладывать в проектируемый гидромотор.

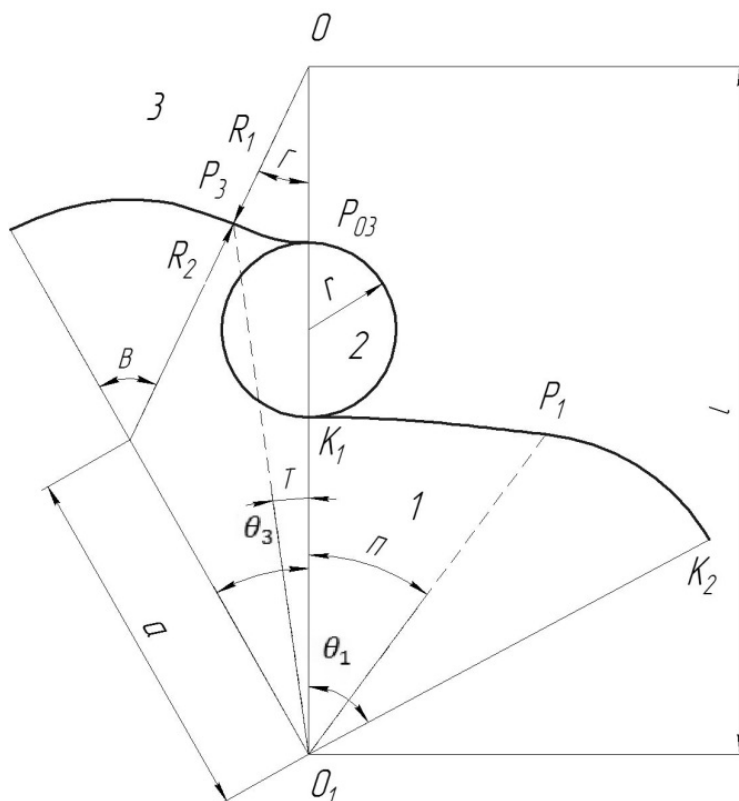


Рисунок 2 – Участки контуров шестерен

Для упрощения расчета и нахождения необходимых параметров внести некоторые условия [2].

1. Для обеспечения условия сборки число зубьев внутреннего колеса должно быть кратно числу выступов на этом колесе.

2. Для работы планетарного механизма важно правильное размещение сателлитов, а это условие выполняется только при взаимной ориентации зубьев шестеренных колес. Данное требование выполняется при условии $Z_1/n = \text{целое число}$ (где Z_1 – число зубьев внутренней

шестерни), и сохранения зависимости $\frac{N}{n} = \frac{Z_3}{Z_1}$ (где Z_3 – число зубьев наружной шестерни)

3. Для исключения интерференции центроид солнечных колес и обеспечения условия соседства сателлитов число арок внешнего колеса N должно быть больше числа выступов на внутреннем колесе n но не более чем на три.

4. Число зубьев сателлита зависит от степени искривления центроид солнечных колес и величины коррекции зубьев. Поэтому, для обеспечения необходимой производительности машины центроиды колес должны существенно отличаться от круглых $Z_2 < \frac{Z_3 - Z_1}{2}$.

Использование примитивов, дуг и окружностей, при формировании исходной центроиды внешнего колеса упрощает расчетные формулы и позволяет легко варьировать величинами параметров.

На основании построений, показанных на рис. 2, и теоремы [3] нетрудно получить уравнения центроид с различной формой основания. Ограничиваемся рассмотрением внешнего контура, составленного из сопряженных дуг окружностей. Внешний контур 3 распадается на $2N$ конгруэнтных участков, каждому из которых соответствует центральный угол Θ_3 . Для геометрического проектирования передачи достаточно ограничиться заданием одного из конгруэнтных участков внешнего контура, отвечающего $\Theta_3 = \pi/n_3$, и построить ролик и сопряженный участок ведомого контура. Задаваемый участок внешнего контура реализуется с помощью шести параметров: $l, a, R_1, R_2, B, \Gamma$, связанных между собой системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 + R_2 = (a^2 + l^2 - 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \theta_3)^{0.5} \\ R_2 \cdot \Gamma + R_2 \cdot B = L/2 \cdot n_3 \\ (R_1 + R_2)/\sin \theta_3 = a/\sin \Gamma \\ B = \theta_3 + \Gamma \end{array} \right. \quad (1)$$

Независимых параметров здесь только два, остальные получаются расчетно. Например, задаваясь значениями l и a , находим R_1, R_2, B, Γ .

Алгоритм построения профиля. В ходе изучения построения профилей шестерен, нами был выявлен тот факт, что профили внутренней шестерни, которые строились из заданного профиля наружной шестерни, так же состоят из примитивов. Это можно определить, наложив окружности на точки K_1P_1 и K_2P_1 .

Так как исходные параметры контуров это дуги и окружности, построение профиля в «Компас-3DHome» упрощает дальнейший расчет. Задача

сводится лишь к расчету системы уравнений и нахождению точки сопряжения двух дуг на внутренней шестерне в точке P_1 .

Определяем расстояние от центра оси до точки сопряжения дуг.

$$O_1P_1 = 2 \cdot l \cdot (R_1 + r) \cdot [b - \cos(\Gamma)] / O_1P_3 \quad (2)$$

где

$$b = (l^2 + R_1^2 + 2 \cdot R_1 \cdot r) / 2 \cdot l \cdot (R_1 + r) \quad (3)$$

O_1P_3 – это расстояние между центром оси и точкой пересечения дуг на внешней шестерне. Можно определить измерив в Компасе, либо расчетно:

$$O_1P_3 = \sqrt{l^2 + R_1^2 - 2lR_1 \cos \Gamma} \quad (4)$$

Определяем на каком угле находится точка сопряжения дуг

$$\Pi = 2 \cdot k \cdot \arctg \cdot \left[\operatorname{tg} \frac{\left(\frac{\Gamma}{2}\right)}{h} \right] - G - T \quad (5)$$

где

$$h = \left[\frac{(b-1)}{(b+1)} \right]^{0.5} \quad (6)$$

$$k = \left(b - \frac{R_1}{l} \right) / (b^2 - 1)^{0.5} \quad (7)$$

$$T = \arccos \left(\frac{O_1P_1^2 + l^2 - R_1^2}{2lR_1} \right) \quad (8)$$

Дальнейшее построение профилей производится при помощи инструментов «Компас-3DHome». На рис. 3 приведен пример построения роторного гидромотора с планетарным редуктором при сочетании арок 3x5.

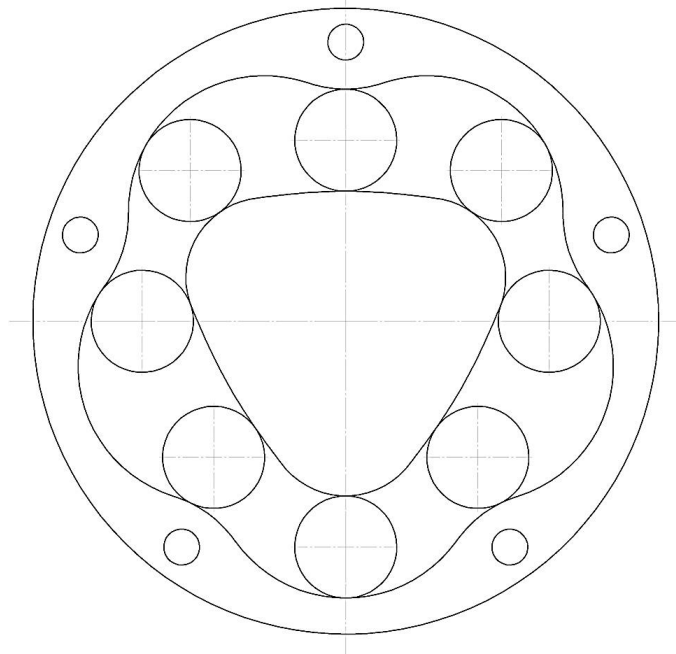


Рисунок 3 – Роторный гидромотор с планетарным редуктором при сочетании арок 3x5

Важно отметить, что при более точном математическом построении профилей шестерен, появляется необходимость ввода малого шага интегрирования, а также корректировки решения методом дихотомии, что существенно затрудняет его построение без применения специализированных программ. В «Компас-3DHome» мы можем получить более точное отображение примитивов без применения сложных расчетов.

Вывод. Применение «Компас-3DHome» существенно облегчает работу при построении профилей шестерен планетарного редуктора роторного гидромотора. Построенные графически профили гидромотора позволяют еще на начальном этапе проектирования визуализировать гидромотор, для его дальнейшей корректировки.

ЛИТЕРАТУРА

1. HYDROMECH [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.hydromech-rac.pl
2. Ан И-Кан. Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин : дис. докт. техн. наук : 01.02.06, 05.02.18 / Ан И-Кан. – Томск, 2001. – 236 с.
3. Бродский И.Л. Центроиды. Несколько лекций по теории плоского движения. Учебно-методическое пособие. Мурманск, НТФ "Комплексные системы", 1992. – 30 с.

УДК 553.91:552.08

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОРОД МЕСТОРОЖДЕНИЯ ГРАФИТА

Т.С. Савельева, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования механизмов и машин

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, E-mail: ziborov@nmu.org.ua

А.В. Тарновский, студент группы ПКмм-10-1

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина

Аннотация. В работе приведены результаты исследования разрушающего напряжения при одноосном сжатии и на растяжение, модуля упругости и коэффициента Пуассона, модуля сдвига для графита и вмещающих пород. Полученные результаты позволяют выбрать размеры камер при переходе к подземной разработке месторождения с применением камерной системы с закладкой выработанного пространства хвостами обогащения.

Ключевые слова: разрушающие напряжения при одноосном сжатии и на растяжение, сопротивление сдвигу, модуль упругости, коэффициент Пуассона.