

УДК 621.892.2

КОРРЕКТИРОВКА ИСКРИВЛЕННОГО ПРОФИЛЯ УГЛОМ ЗАЦЕПЛЕНИЯ РОТОРНОГО ГИДРОМОТОРА С ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Финкельштейн З.Л., д.т.н.,

Палюх А.П., асп.*

Донбасский государственный технический университет

Тел. (050) 633-43-60

Аннотация—дан алгоритм расчета планетарной передачи роторного гидромотора с необходимым сочетанием выпуклостей на внешнем и внутреннем контурах.

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

Постановка проблемы. В современных условиях развития техники ни одна отрасль промышленности, транспорта и сельского хозяйства не может обойтись без гидравлических машин. Распространенный электропривод с механической передачей не всегда является оптимальным средством передачи энергии и движения, хотя имеет ряд достоинств: относительная дешевизна, возможность получения точных законов перемещения звеньев в укороченных кинематических цепях, малая чувствительность к изменениям среды. Однако механический привод содержит и ряд конструктивных и эксплуатационных недостатков. Прежде всего, это громоздкость и большая протяженность кинематических цепей. Жесткость механических кинематических цепей мала, что препятствует повышению точности движения рабочих органов. Жесткие кинематические связи двигателя с рабочими машинами приводят к не перенастраиваемым устройствам с фиксированными кинематическими параметрами и, как правило, не отвечающим требованиям мобильности производства.

Главными причинами гидрофикации тяжело нагруженных машин являются необходимость упрощения кинематических схем, существенное снижение габаритных размеров при одновременном росте передаваемых скоростей и усилий, снижение динамических ускорений и увеличение быстродействия.

Например, при гидрофикации механизма перемещения угледобывающих машин скорость подачи их вдоль забоя повысилась с 2 до

©Финкельштейн З. Л., Палюх А. П.

*Научный руководитель - д.т.н., проф. Финкельштейн З. Л.

Машины і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

25 м/мин, усилия подачи с 50-70 до 250 кН, мощность машины поднялась с 45 до 900 кВт. И все это в тех же габаритах.

Анализ последних исследований. Благодаря применению гидравлических машин появились новые технологические процессы, более безопасные условия труда. Совершенно немислимо в настоящее время представить себе все внутризобойные крепления без применения гидравлических крепей.

Естественно, что растущие потребности производства, именно тяжелых машин, потребовали существенное изменение самих машин и их периферию (распределители, клапаны, фильтры, уплотнения и др.). Уже сейчас номинальные рабочие давления в гидросистемах достигли 32 - 40 МПа, при первоначальных 1,5 - 16 МПа.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Исторически так сложилось, что гидропривод начинался с развитием насосостроения (кривошипного, позже шестеренного типа), затем многоходовых, тихоходных, гипоидных и другого типа насосов, в том числе шестеренных насосов с некруглыми зубьями. 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.

Основная часть. Роторный гидромотор (РГМ) - это гидромашина нового поколения с улучшенными характеристиками на базе передач планетарного типа с некруглыми колесами. В отличие от шестеренной гидромашини, в РГМ отсутствуют опорные реакции при определенных сочетаниях геометрических параметров, что позволяет существенно упростить конструкцию опорных узлов, торцевых уплотнений и системы в целом, а геометрические формы деталей и их взаимное расположение позволяют создавать компактные устройства. Кроме того, конструктивная особенность РГМ такова, что они могут быть соединены последовательно между собой на основе единого вала. Переключение магистралей высокого и низкого давлений осуществляется без использования специальных устройств. Также следует отметить, что РГМ по некоторым параметрам заметно превосходит существующие.

Перенос рабочей жидкости в шестеренной гидромашине может осуществляться двумя способами. Первый способ основан на отсечении объема, заключенного между зубьями и корпусом машины, а второй - на изменении запертого объема. Машины второй группы по производительности превосходят машины, основанные на первом принципе. Однако известные конструкции весьма критичны к

износу профилей зубьев, так как лишены способности самокомпенсации зазора в зацеплении. РГМ лишена указанных недостатков.

Компактность РГМ и его высокая устойчивость к загрязнениям определяют его большую универсальность. Работает он исправно при питании жидкостью со степенью очистки 100 мкм, и такой низкой вязкостью, как масляно-водная эмульсия.

Рабочим органом гидромотора является планетарный механизм, в котором солнечная и кольцевая шестерни выполнены в виде геометрических фигур.

В режиме гидромотора РГМ работает следующим образом. При остановленном солнечном колесе с внутренними зубьями (2) в зоне активного хода, когда подводящие каналы (4) в боковой крышке не перекрыты сателлитами (3), рабочая жидкость через каналы поступает в рабочие камеры (5). Усилие давления жидкости вынуждает поворачивание солнечного колеса с наружными зубьями (1) относительно солнечного колеса с внутренними зубьями циркуляционное перекачивание между ними сателлитов. Кроме того, в результате непосредственного воздействия рабочей жидкости на солнечное колесо с наружными зубьями возникает дополнительный движущий момент, совпадающий по направлению с предыдущим. При дальнейшем вращении солнечного колеса с наружными зубьями подводящие каналы перекрываются сателлитами и заканчивается фаза активного хода. После этого происходит вывод рабочей жидкости через отводящие каналы.

Сателлиты исполняют функцию уплотнения между рабочими камерами и управляют подводом жидкости, закрывая своей поверхностью с торцевой стороны соответствующие в боковой крышке в момент перехода рабочей камеры с режима работы в режим выдавливания. Количество рабочих камер и сателлитов равно сумме выступов на солнечных колесах: треугольника и квадрата ($3+4=7$), квадрата и шестиугольника ($4+6=10$), а количество рабочих циклов, приходящихся на один оборот вала, равно произведению количества выступов треугольника и квадрата ($3 \times 4=12$), квадрата и шестиугольника ($4 \times 6=24$), благодаря чему достигается большой геометрический рабочий объем гидродвигателя.

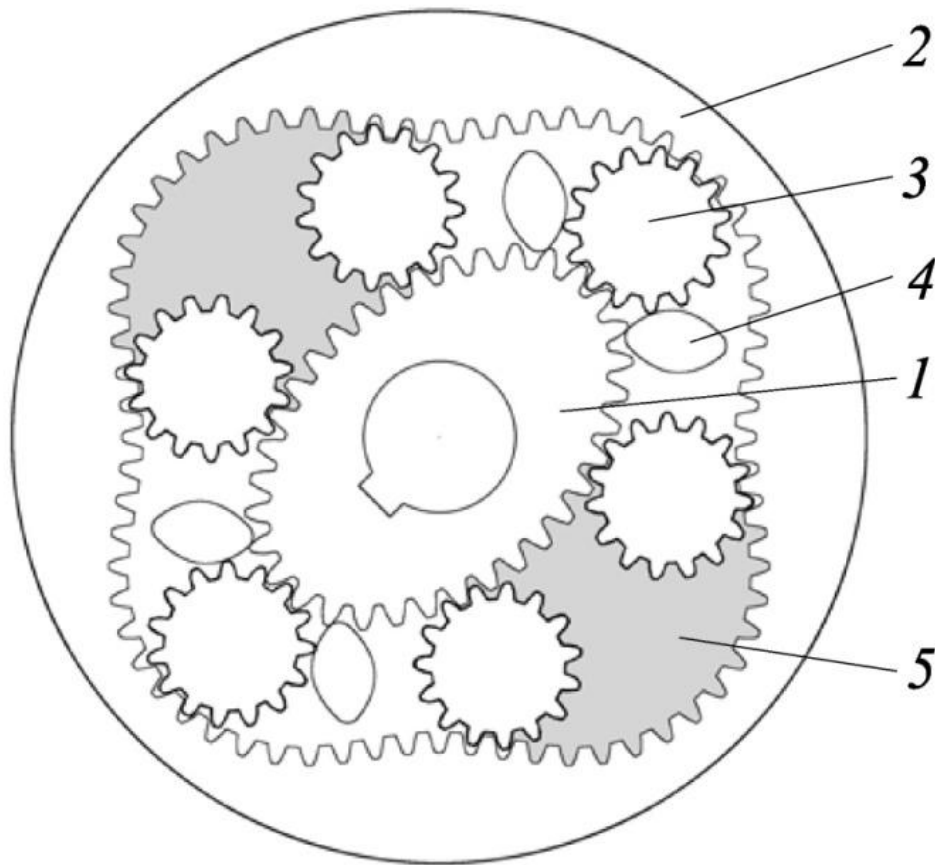


Рис. 1. Схема РГМ: 1,2 - солнечные колеса с внешними и внутренними зубьями; 3 - сателлиты; 4 - каналы для рабочей жидкости; 5 - рабочие камеры

Роторный гидромотор был запатентован [1] в 1978г. в Польше. И хотя это достаточно новое изобретение, он имеет неоспоримые преимущества перед другими видами высокомоментных гидромоторов [2]. Кроме рекламных проспектов, в отечественной и зарубежной литературе практически никаких упоминаний об этих гидромашинах мы не нашли. Приведенный в Интернете [3] автореферат докторской диссертации Ан И-Кана "Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин" является, насколько известно, единственной научной работой и не дает ответа на ряд важных вопросов. Также известно, что его выпускают на заводе силовой гидравлики "ГИДРОМЕХ" в Польше. Развитию новых планетарных гидромоторов в нашей стране препятствует в первую очередь отсутствие обоснованных методов расчетов их конструкции. В связи с этим, решение проблемы методики расчета является особо актуальной.

Алгоритм построения профилей колес планетарного гидромотора предлагается ниже.

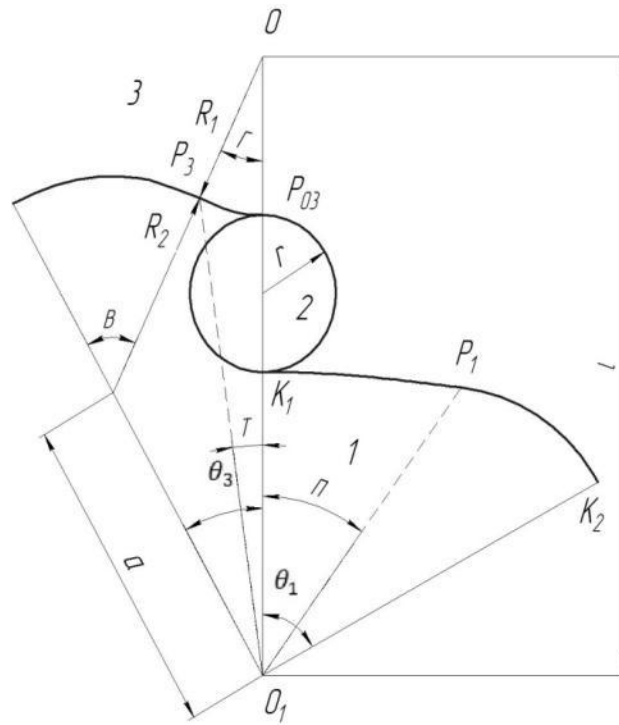


Рис. 2. Участки контуров шестерен

Использование примитивов, дуг и окружностей, при формировании исходной центроиды внешнего колеса, упрощает расчетные формулы и позволяет легко варьировать величинами параметров. В работе Ан И-Кана [3] были рассмотрены основные условия при разработке планетарного гидромотора.

На основании построений, показанных на рис. 2, и теоремы [4] задаваемый участок внешнего контура реализуется с помощью шести параметров: l , a , R_1 , R_2 , B , Γ , связанных между собой системой уравнений:

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

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

Значения l и a являются отсчетными точками для параметров R_1 и R_2 , и влияют на искривленность профиля колес. Эти два параметра не являются фиксированными, поэтому для каждого вида сочетания профилей выбираются отдельно. Чтобы не усложнять задачу поиска чисел, мы предлагаем фиксировать одно значение, например l , и варь-

ировать значением a . Также, при построении профилей видно, что искривленный профиль всегда лежит возле реального (круглого) профиля колеса (рис. 3). Потому мы внесем некоторые ограничения для параметров l и a : параметр l не должен быть меньше, чем радиус реального профиля, параметр a не должен быть больше реального профиля. Важно понимать, что при больших значениях l и при малых значениях a , профиль колеса будет стремиться к круглому и не будет выполнять своей задачи. Мы предлагаем принять усредненное значение для этих параметров, чтобы избежать многократного пересчета. Так как при расчете гидромотора мы задаемся количеством зубьев на коронной шестерне и модулем, то будем варьировать ими:

$$l = \frac{z \cdot m}{2} + \frac{z \cdot m}{4} \quad (2)$$

$$a = \frac{z \cdot m}{2} - \frac{z \cdot m}{4} \quad (3)$$

Искривленность профиля влияет на производительность и нагрузку на зубья колес, потому мы предлагаем контролировать l и a максимальным углом зацепления β на сателлите. Максимальный угол β (рис. 3) получается при соприкосновении сателлита с точками P_1 и P_3 . Зная точки соприкосновения, мы можем формулой определить этот угол и внести его в расчет.

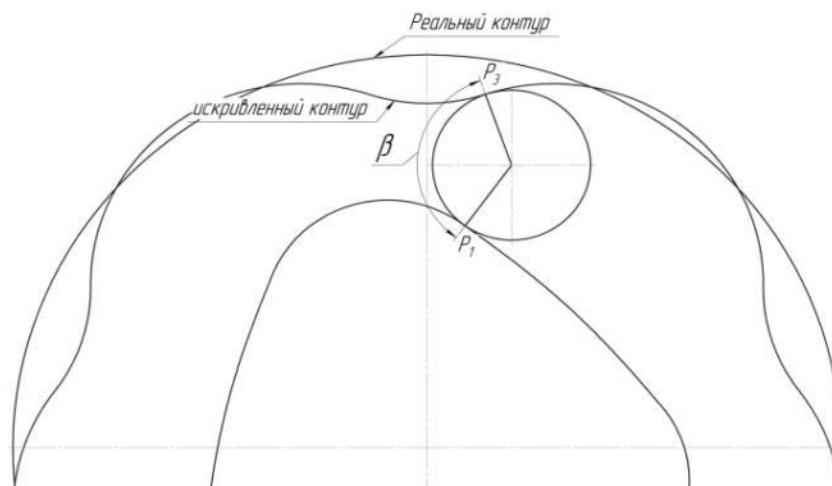


Рис. 3. Контурсы профиля гидромотора

Расчет [5] ведем для точек P_3 и P_1 отдельно.

Расчет точки P_3 :

$$O_1 P_3 = [l^2 + R_1^2 - 2 \cdot l \cdot R_1 \cdot \cos(S/R_1)]^{0.5} \quad (4)$$

$$\Theta_3 = \arcsin \left[R_1 \cdot \frac{\sin(S/R_1)}{\rho_3} \right] \quad (5)$$

Расчет точки P_1 .

$$O_1P_3 = 2l(R_1 + r) \cdot [b_1 - \cos(S/R_1)]/\rho_3 \quad (6)$$

$$\Theta_1 = 2 \cdot k \cdot \arctan[\tan(S/2R_1)/h] - S/R_1 - \theta_3 \quad (7)$$

где $b_1 = (l^2 + R_1^2 + 2R_1r)/2l(R_1 + r)$, $h = [(b_1 - 1)/b_1 + 1]^{0.5}$,

$k = (b_1 - R_1/l)/(b_1^2 - 1)^{0.5}$

Для получения максимального угла β значение S принимаем равным $R_1\Gamma$. Теперь находим максимальный угол β :

$$\beta = \arccos \left[\frac{2 \cdot r^2 - (\rho_3 - \rho_1)^2}{2 \cdot r^2} \right] \quad (8)$$

где r - радиус сателлита.

Выбор параметра β следует производить на основании компромиссного решения между производительностью гидромашины и нагрузками на зубья. Критическое значение $\beta_{кр}$ находится по формуле $\beta_{кр} = 2\alpha_{\omega} = 40^\circ$, при этом касательные к профилям зубьев в точках контакта становятся параллельными, в результате чего нарушится зацепление, так как сателлит может быть выдавлен рабочей жидкостью.

Выводы. На основании предложенного расчета можно сделать вывод, что добавление в основной расчет параметра угла зацепления сателлита позволяет еще на этапе проектирования задаваться конкретными условиями работы гидромотора.

Литература:

1. Патент СССР №484710, Г 03 С 2/22. Планетарно-кулачковый двигатель / Б.Сенявский // БИ.-1972.-№ 22.

2. Палюх А.П. Высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами - путь создания малогабаритного горного оборудования / А.П. Палюх // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 39. - Алчевск: ДонГТУ, 2013. - С. 24-30.

3. 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.

4.Бродский И.Л. Центроиды. Несколько лекций по теории плоского движения. / И.Л. Бродский // Учебно-методическое пособие. Мурманск, НТФ "Комплексные системы", 1992. - С. 30.

5. *Бродский И.Л.* Некоторые поворотнo-симметричные свойства планетарной передачи с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами / И.Л.Бродский, И.Н. Милимуха // Вестник МГТУ: Труды Мурм. гос. техн. ун-та.- 2004.- Т.7, №3.- С.437-440.

**КОРЕКТУВАННЯ ВИКРИВЛЕНОГО ПРОФІЛЮ КУТОМ
ЗАЧЕПЛЕННЯ РОТОРНОГО ГІДРОМОТОРУ З
ПЛАНЕТАРНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ**

Финкельштейн З.Л., Палюх О.П.

Анотація– дан алгоритм розрахунку планетарної передачі роторного гідромотора з необхідним поєднанням опуклостей на зовнішньому і внутрішньому контурах.

**CORRECTION OF A SCEWED PROFILE BY ANGLE OF
ENGAGEMENT OF THE ROTARY HYDRAULIC MOTOR
WITH THE PLANETARY GEARS**

Z. Finkelstein, A. Palyukh

Summary

Algorithm for calculating planetary gears of the hydraulic rotary motor with the required combination of bumps on the outer and inner loops is presented in a paper.