

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ОСОБОГО ВИДА ЦЕВОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Д. И. Костюк

Основная схема шестеренного насоса представляет собой две сцепляющиеся шестерни, вращающиеся в уплотняющем корпусе (рис. 1). Одна из шестерен закреплена шпонкой на приводном валу насоса, вторая получает вращение от первой. К шестерням, в направлении перпендикуляра к линии их центров, проходящего через полюс зацепления, подходят с одной стороны всасывающий, а с другой — нагнетательный трубопроводы.

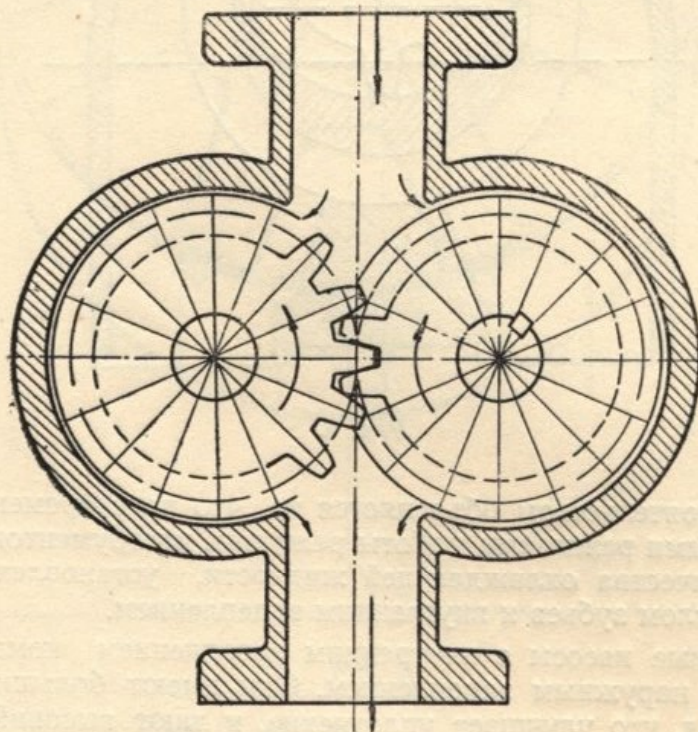


Рис. 1.

Каждая впадина шестерен несет некоторый объем жидкости, который выталкивается входящими в зацепление зубьями (на схеме — справа). В местах выхода зубьев из зацепления (на схеме — слева) образуется вакуум, обеспечивающий засасывание жидкости.

К шестерням гидронасосов предъявляются такие требования [1]:

- а) достаточная прочность;
- б) незначительность износа;
- в) они должны давать наибольший объем нагнетаемой жидкости при данных размерах конструкции насоса;
- г) они должны создавать равномерный поток нагнетаемой жидкости.

Удовлетворить всем требованиям практически невозможно. Так, для увеличения производительности насоса шестерни необходимо выполнять с возможно меньшим числом зубьев и с большим модулем. Но в таком случае уменьшается коэффициент перекрытия, ухудшается уплотнение, понижается равномерность потока нагнетаемой жидкости, увеличивается удельное давление и удельное скольжение, а следовательно, и износ. Последнее может быть устранено при эвольвентном зацеплении исправлением (корректированием) зубьев, но это влечет уже к некоторому увеличению габаритов насоса. Поэтому на практике удовлетворение одних требований предпочитают другим, руководствуясь назначением насоса (привода). Например, в гидронасосах для охлаждающей жидкости большой равномерности потока жидкости не требуется и можно применять шестерни с количеством зубьев от 5 до 10.

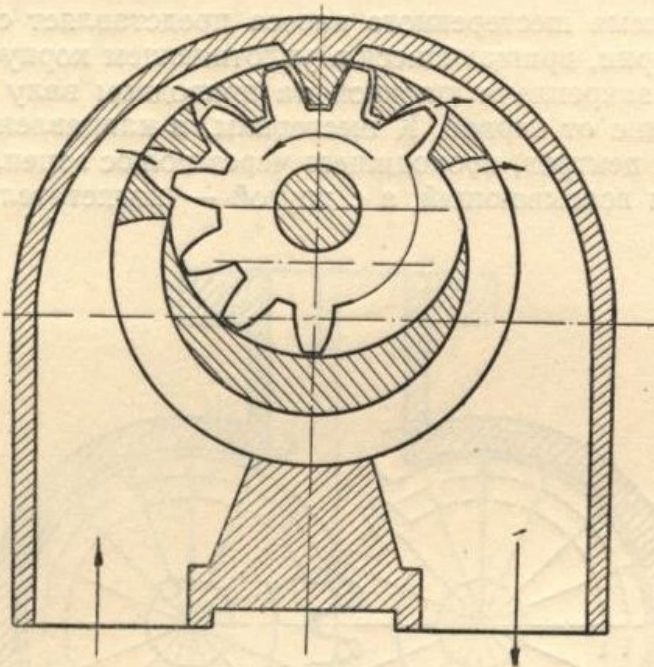


Рис. 2.

Этим обстоятельством объясняется то, что на современных станках с очень тяжелыми режимами работы режущих инструментов, требующих большого количества охлаждающей жидкости, установлены насосы с небольшим числом зубьев и внутренним зацеплением.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением компактнее, чем гидронасосы с наружным зацеплением. Они имеют больший коэффициент перекрытия, что улучшает уплотнение, и дают высокий вакуум при всасывании.

Принцип работы гидронасоса с внутренним зацеплением показан на рисунке 2.

Производительность шестеренных насосов увеличивают применением незвольвентного зацепления. Это, конечно, вызывает необходимость применения специального зуборезного инструмента и не обеспечивает такой высокой точности изготовления шестерен, как при эвольвентном зацеплении.

В настоящей работе дано решение поставленной перед нами задачи.

В шестеренном насосе с внутренним зацеплением (рис. 3) колесо имеет 11 зубьев, профили которых очерчены дугами окружностей, что

вызвано требованиями процесса изготовления такого колеса. Зубья расположены по окружности диска, укрепленного на валу с осью вращения O_1 .

Шестерня с восьмью внешними зубьями вращается вокруг оси O_2 . При работе насоса зуб колеса сломался, поэтому встал вопрос о причине поломки и о воспроизводстве шестерен и колеса.

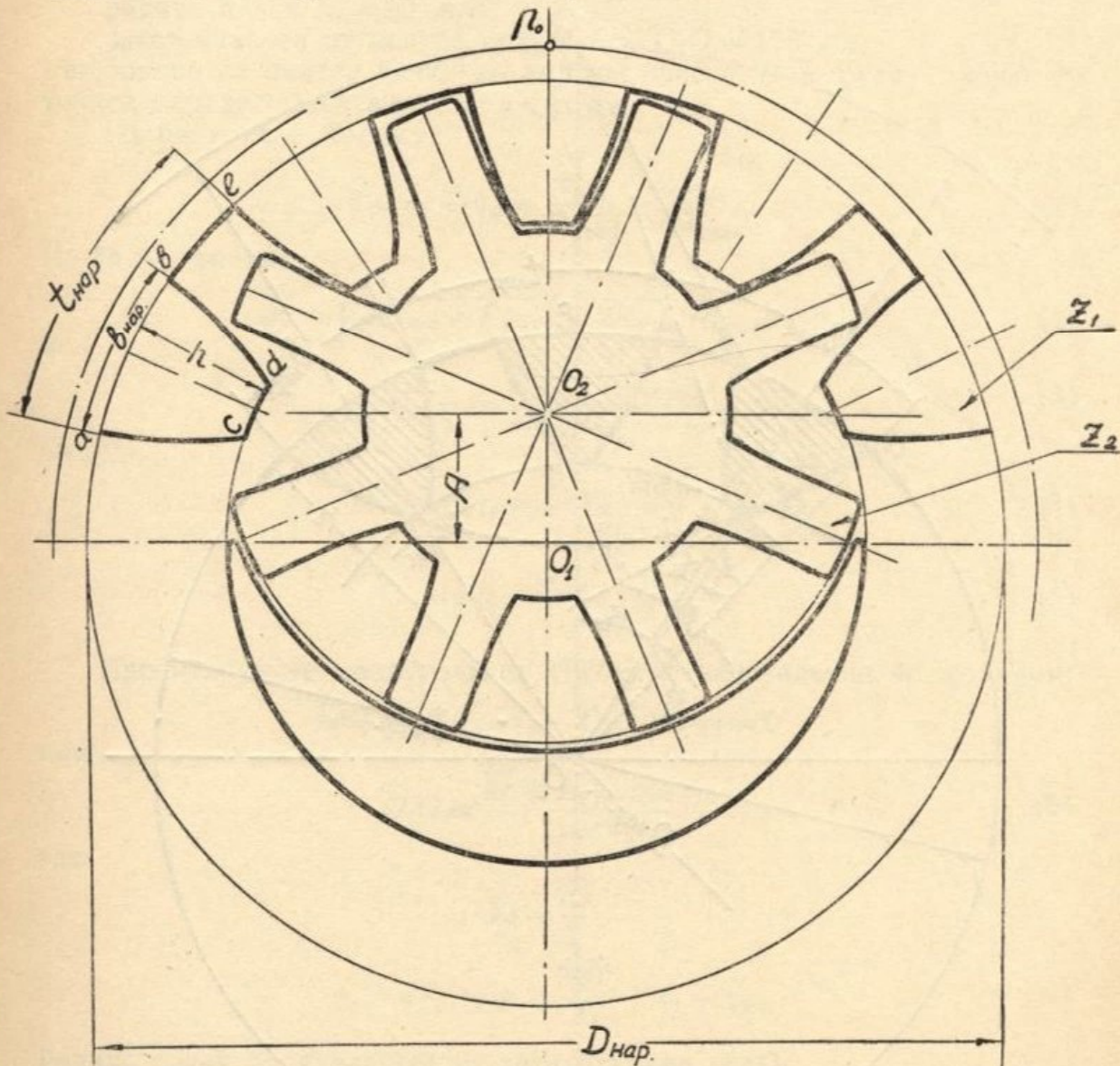


Рис. 3.

Данные, полученные с натуры:
 межцентровое расстояние $A = O_1O_2 = 22,25$ мм;
 число зубьев цевочного колеса $Z_1 = 11$;
 число зубьев шерстени $Z_2 = 8$;

Профилирование зубьев колеса

Наружный диаметр цевочного колеса (диска) $D_{1нар} = 156,8$ мм.
 Толщина зуба колеса по наружной окружности $Z_{нар} = ab = 30$ мм \approx
 $\approx \frac{2}{3} t_{нар}$.

Высота зуба цевочного колеса $Z = 25$ мм.
 Диаметр головок колеса $D_{1гол} = D_{1нар} - 2h = 106,8$ мм.

Толщина зуба по окружности головок $b_{\text{гол}} = cL = 4,0 \text{ мм} \approx 0,1 t_{\text{нар}}$.

По этим данным легко определяется радиус дуги окружности, по которой очерчиваются боковые профили зубьев колеса. Для этого необходимо лишь задать, какие профили колеса очерчиваются из одного центра.

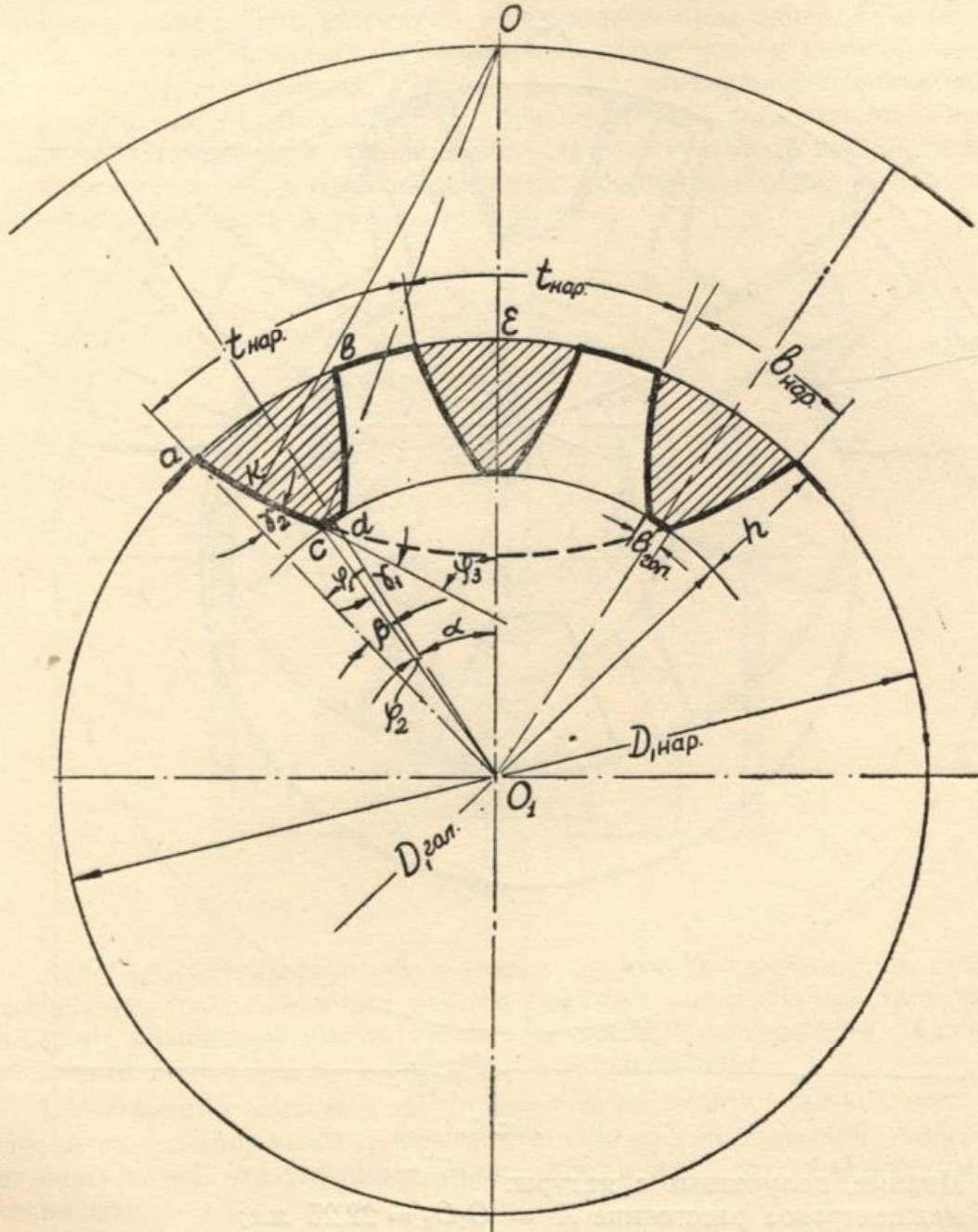


Рис. 4.

Обмером с натуры установлено, что из одного центра описывается левый профиль первого зуба и правый профиль третьего зуба. Проведя окружность диаметра $D_{1 \text{ нар}}$ и разделив ее на 11 равных частей, получим $t_{\text{нар}}$ (рис. 4).

Отложив на наружной окружности дугу, равную $2t_{\text{нар}} + b_{\text{нар}}$, и разделив ее пополам, получим точку E . Центр дуг, по которым очерчены левый профиль первого зуба и правый профиль третьего зуба, лежит на прямой O_2E .

Проведя ось симметрии первого или третьего зуба и отложив от нее по окружности головок $\frac{b_{\text{гол}}}{2}$, получим вторую точку c , принадлежащую дуге окружности бокового профиля зуба, а затем и центр окружности O и ее радиус (радиус цевки).

Выполненное построение дало следующие результаты:

радиус цевки $r_{\text{ц}} = 90$ мм;

расстояние ее от центра колеса $B = O_1O = 128$ мм.

Расстояние от центра цевки до центра колеса B и радиус цевки $r_{\text{ц}}$ точнее определяются аналитически.

Из рисунка 4 имеем:

$$\beta = \varphi_1 - \varphi_2 = \frac{b_{\text{нар}}}{D_{1\text{нар}}} - \frac{b_{\text{гол}}}{D_{1\text{гол}}}. \quad (1)$$

Из ΔacO_1 имеем:

$$\overline{ac} = \sqrt{R_{1\text{гол}}^2 + R_{1\text{нар}}^2 - 2R_{1\text{гол}}R_{1\text{нар}}\cos\beta} \quad (2)$$

и

$$\frac{\overline{ac}}{\sin\beta} = \frac{R_{1\text{нар}}}{\sin\gamma_1} = \frac{R_{1\text{гол}}}{\sin\gamma_2}. \quad (3)$$

Откуда

$$\sin\gamma_1 = \frac{R_{1\text{нар}} \cdot \sin\beta}{\overline{ac}} \quad (4)$$

$$\sin\gamma_2 = \frac{R_{1\text{гол}} \cdot \sin\beta}{\overline{ac}}. \quad (5)$$

Проектируя четырехугольник O_1Okc на направление kc , получим:

$$\overline{kc} + R_{1\text{гол}}\cos\gamma_1 - O_1O\cos\varphi_3 = 0$$

или

$$O_1O = \frac{\overline{kc} + R_{1\text{гол}}\cos\gamma_1}{\cos\varphi_3}, \quad (6)$$

где

$$\overline{kc} = \frac{\overline{ac}}{2},$$

$$\varphi_3 = \alpha + \varphi_1 + \gamma_2 \frac{360^\circ}{Z_1} + \varphi_1 + \gamma_2.$$

Радиус цевки определяется из треугольника O_1cO :

$$r_{\text{ц}} = cO = \sqrt{R_{1\text{гол}}^2 + O_1O^2 - 2R_{1\text{гол}}O_1O \cdot \cos(\alpha - \varphi_2)}. \quad (7)$$

По тем же данным результаты аналитического определения $B = O_1O$ и $r_{\text{ц}}$ точно совпали с результатами графических построений.

Определяем B и $r_{\text{ц}}$. Этим исчерпывается профилирование зубьев цевочного колеса по вышеприведенным условиям.

Профилирование зубьев шестерни

По данному межцентровому расстоянию A и передаточному числу определяем диаметры начальных окружностей колеса и шестерни d_1 и d_2 .

Имеем

$$\frac{d_1}{d_2} = i_{21} \text{ и } \frac{d_1 - d_2}{2} = A,$$

откуда

$$d_1 = \frac{2Ai_{21}}{i_{21} - 1} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{2A}{i_{21} - 1}. \quad (8)$$

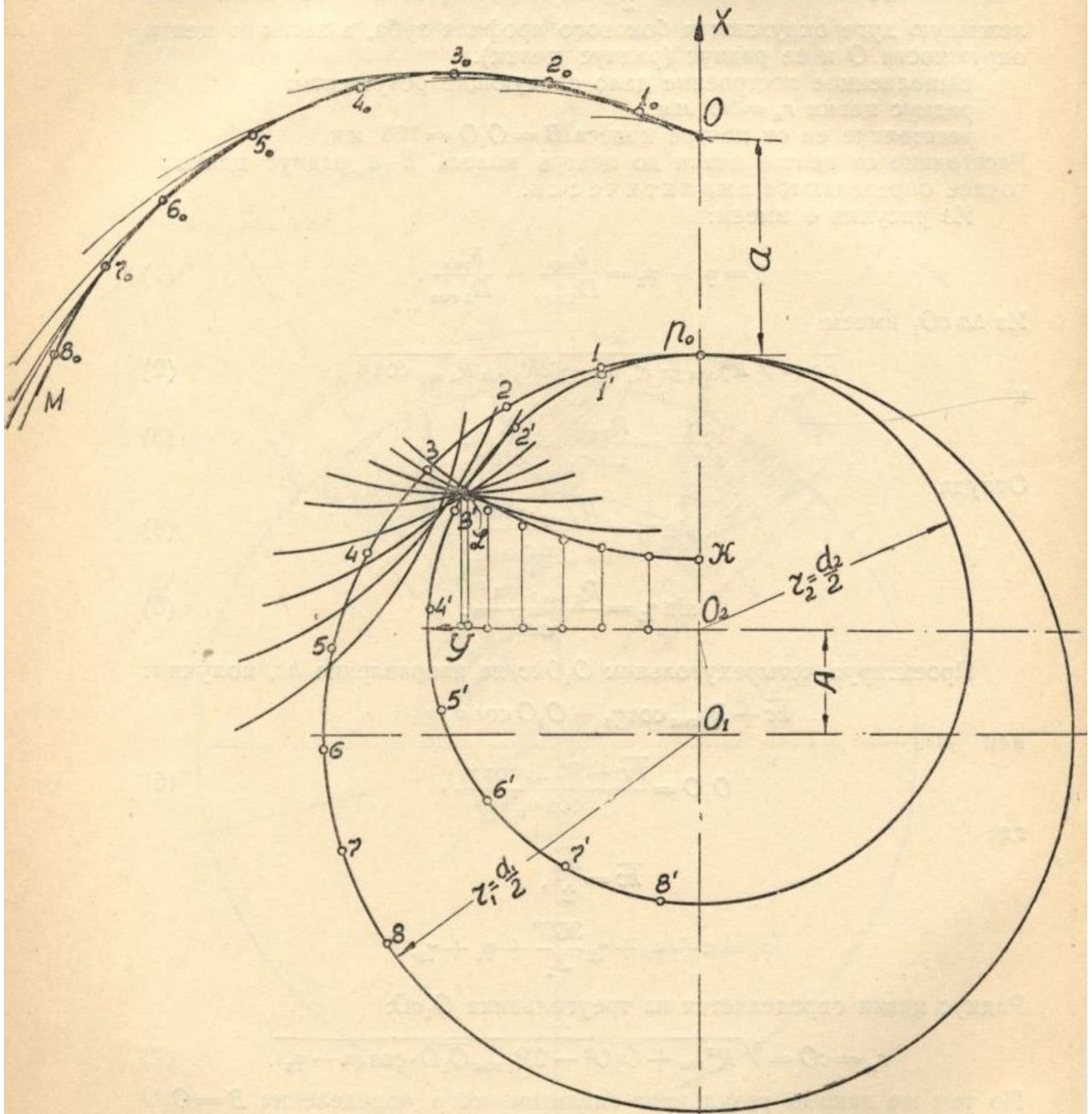


Рис. 5.

Для графического построения профиля зуба шестерни берем на линии центров две точки O_1 и O_2 , на расстоянии $O_1O_2 = A$ (рис. 5). Из центров O_1 и O_2 проводим начальные окружности, касающиеся в точке p_0 — полюс зацепления.

На линии центров берем также точку O — центр цевки. Расстояние $O_1O = B$ найдено нами выше. Обозначим Op_0 через a , то есть $a = O_1O - \frac{d_1}{2}$ и $r_2 = \frac{d_2}{2}$.

Построим траекторию точки O при движении колеса относительно шестерни. Это будет вытянутая перициклоида, описываемая точкой O , неизменно связанной с окружностью радиуса r_1 , при внешнем качении этой окружности по окружности радиуса r_2 .

Отложим по начальным окружностям дуги

$$\begin{aligned}\overline{p_0 1} &= \overline{p_0 1'} \\ \overline{1 2} &= \overline{1' 2'} \\ \overline{2 3} &= \overline{2' 3'} \text{ и т. д.}\end{aligned}$$

Из центров $p_0, 1', 2', 3' \dots$ радиусами, соответственно равными $p_0 O$; $\overline{10}$; $\overline{20}$; $\overline{30} \dots$ проводим дуги, как указано на рисунке 5. Огибающая этих дуг и будет искомая перициклоида.

На построенной перициклоиде берем ряд точек: $1_0, 2_0, 3_0 \dots$. Из центров $O, 1_0, 2_0, 3_0 \dots$ проводим дуги радиусами, равными $r_{\text{ц}}$. Огибающая этих дуг KL и будет боковой частью профиля зуба шестерни.

Кривую KL можно построить также по точкам, найдя ее уравнение, что составляет аналитическое профилирование зубьев шестерни.

Берем прямоугольную систему координат с началом в точке O_2 (рис. 5). Ось x направляем по линии центров, ось y перпендикулярно к оси x в направлении перекатывания колеса по шестерне.

Уравнение вытянутой перициклоиды OM , описываемой точкой O , отстоящей от начальной окружности колеса на расстоянии a , напишется в параметрическом виде так (2):

$$\left. \begin{aligned}x &= (r_1 + a) \cos t - (r_1 - r_2) \cos \frac{r_1}{r_1 - r_2} t \\ y &= (r_1 + a) \sin t - (r_1 - r_2) \sin \frac{r_1}{r_1 - r_2} t\end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где t — угол качения.

Уравнение семейства окружностей с центрами, лежащими на вытянутой перициклоиде, будет:

$$(X - x)^2 + (Y - y)^2 = r_{\text{ц}}^2. \quad (10)$$

Уравнение общей касательной к этим окружностям:

$$(X - x) x' + (Y - y) y' = 0. \quad (11)$$

Решая совместно уравнения (10) и (11) и имея в виду значения x и y , выраженные уравнением (9), получаем окончательное параметрическое уравнение кривой, по которой очерчена боковая часть профиля зуба шестерни, в таком виде:

$$\begin{aligned}X &= (r_1 + a) \cos t - (r_1 - r_2) \cos \frac{r_1}{r_1 - r_2} t \pm \\ &\pm r_{\text{ц}} \frac{(r_1 + a) \cos t - r_1 \cos \frac{r_1}{r_1 - r_2} t}{\sqrt{(r_1 + a)^2 + r_1^2 - 2(r_1 + a)r_1 \cos \frac{r_1}{r_1 - r_2} t}}, \\ Y &= (r_1 + a) \sin t - (r_1 - r_2) \sin \frac{r_1}{r_1 - r_2} t \pm \\ &\pm r_{\text{ц}} \frac{(r_1 + a) \sin t - r_1 \sin \frac{r_1}{r_1 - r_2} t}{\sqrt{(r_1 + a)^2 + r_1^2 - 2(r_1 + a)r_1 \cos \frac{r_1}{r_1 - r_2} t}}.\end{aligned} \quad (12)$$

Для интересующего нас участка кривой необходимо брать перед $r_{\text{ц}}$ знак минус, а параметру t придавать значения от 0° до 20° , через каждые $1 \div 2$ градуса.

На рисунке 5 проведено графическое построение профиля зуба. Результаты аналитического определения точек профиля по уравнению (12) нанесены на той же фигуре. Обе кривые точно совпали.

Построение и вычисление произведено по таким данным:

$$r_1 = 81,5 \text{ мм}; r_2 = 59,25 \text{ мм}; a = 46,5 \text{ мм}; r_{\text{ц}} = 90 \text{ мм}.$$

Определение коэффициента перекрытия

Обозначим:

τ — угловой шаг цевочного колеса, равный $\frac{360^\circ}{Z_1}$;

Φ — угол поворота цевочного колеса за время зацепления одной пары зубьев.

Тогда коэффициент перекрытия будет равен

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\tau}. \quad (13)$$

Если принять шестерню ведущей, а цевочное колесо ведомым, то начальной точкой контакта зубьев будет A , а конечной B_1 (рис. 6) и угол Φ определится из равенства

$$\Phi = \alpha_1 - \alpha_2 + \beta. \quad (14)$$

В уравнении (14):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \beta_1 - \delta_1$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \beta_2 - \delta_2$$

$$\beta = \frac{b_{\text{нар}}}{D_{1 \text{ нар}}} - \frac{b_{\text{гол}}}{D_{1 \text{ гол}}}, \text{ или } \beta = \delta_3 - \delta_4,$$

где

$$\cos \beta_1 = \frac{R_{1 \text{ гол}}^2 + r_{\text{ц}}^2 - (r_1 + a)^2}{2R_{1 \text{ гол}} r_{\text{ц}}}, \quad (15)$$

$$\sin \delta_1 = \frac{R_{1 \text{ гол}} \sin \beta_1}{r_1}, \quad (16)$$

$$\cos \beta_2 = \frac{R_{1 \text{ нар}}^2 + r_{\text{ц}}^2 - (r_1 + a)^2}{2R_{1 \text{ нар}} r_{\text{ц}}}, \quad (17)$$

$$\sin \delta_2 = \frac{R_{1 \text{ нар}} \sin \beta_2}{r_1}, \quad (18)$$

$$\cos \delta_3 = \frac{R_{1 \text{ нар}}^2 + (r_1 + a)^2 - r_{\text{ц}}^2}{2R_{1 \text{ нар}} (r_1 + a)}, \quad (19)$$

$$\cos \delta_4 = \frac{R_{1 \text{ гол}}^2 + (r_1 + a)^2 - r_{\text{ц}}^2}{2R_{1 \text{ гол}} (r_1 + a)}. \quad (20)$$

Определив значение Φ , по уравнению (13) находим коэффициент перекрытия.

В результате расчета по формулам 13 ÷ 20 и вышеприведенным данным завода коэффициент перекрытия получился равным $\varepsilon = 0,7$

что, безусловно, влияло на производительность насоса и явилось причиной поломки зуба.

Выведенные формулы справедливы и для случая, когда из одного и того же центра очерчиваются левая боковая часть профиля первого зуба и правая — четвертого зуба. В этом случае (рис. 4)

$\alpha = \frac{3\tau}{2}$, а результаты расчетов дают:

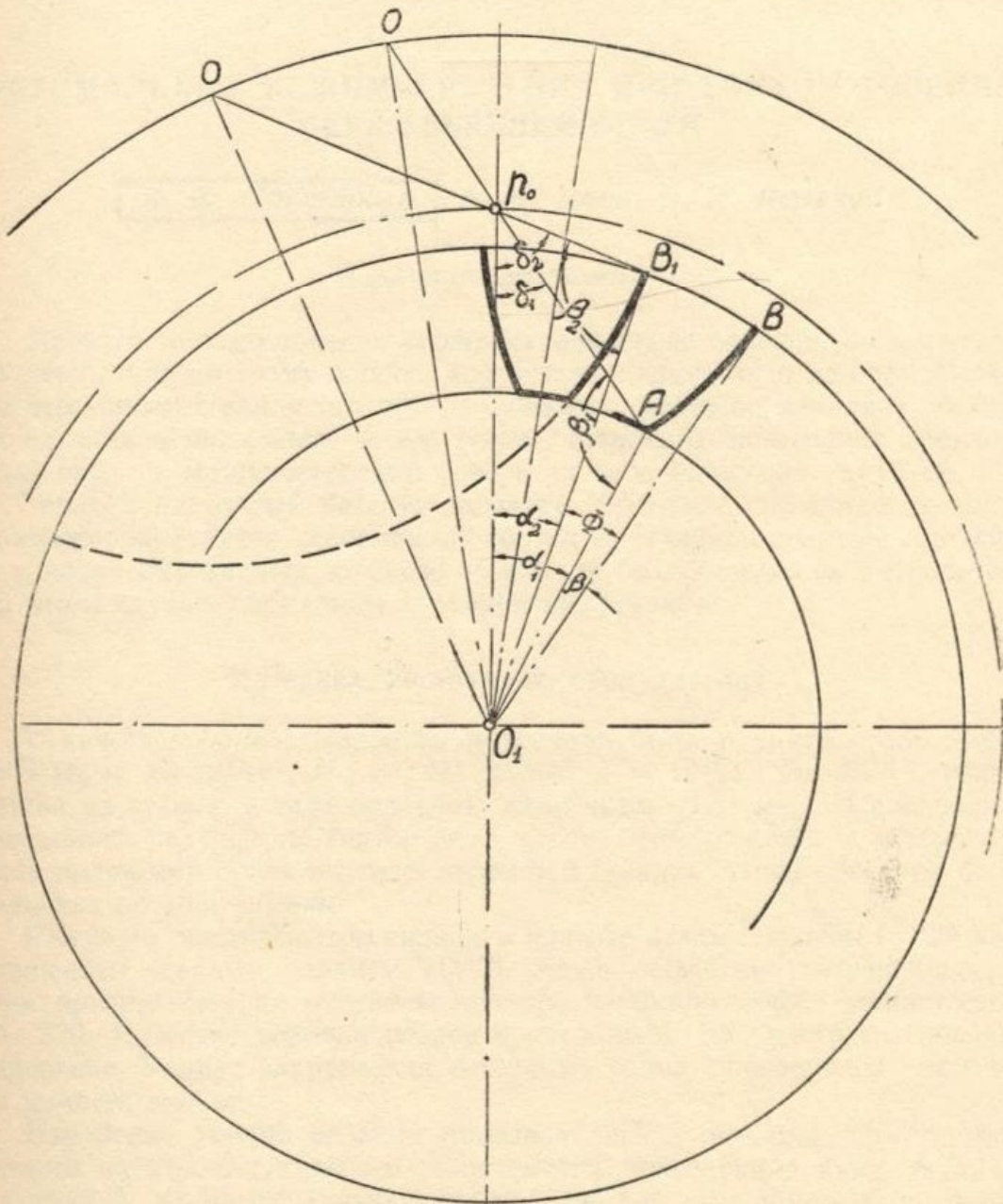


Рис. 6.

$B = 298$ мм; $r_{\text{ц}} = 268,5$ мм; $\epsilon = 0,86$, что является также неудовлетворительным.

Рекомендация: оставить $B = 128$ мм и $r_{\text{ц}} = 90$ мм, но наружные диаметры колеса и шестерни увеличить до начальных ($R_{\text{нар}} = r_1$; $R_{\text{гол}} = r_2$). Радиус головок колеса уменьшить на 2,4 мм ($R_{\text{гол}} = 51$ мм). Это даст высоту зуба $h = 30,5$ мм. Коэффициент перекрытия при таких размерах будет больше единицы.

Выполненное построение профиля зуба шестерни (рис. 5) показывает, что такое увеличение внешних диаметров вполне допустимо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хаймович Е. М. Гидравлические приводы металлорежущих станков, Машгиз, М., 1947.
2. Машиностроение. Энциклопедический справочник, т. 1, М., 1947.