



2 ФАКУЛЬТЕТ  
«ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ  
АППАРАТОВ»



САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

# Лекция 9

## Шестеренные гидромашины

# Шестеренные гидромашины

## подразделяются на: внешнего зацепления



Плюсы:

- простота конструкции, малые габариты и вес

Минусы:

- нерегулируемые
- пульсации подачи;
- уровень шума.



## внутреннего зацепления

Плюсы:

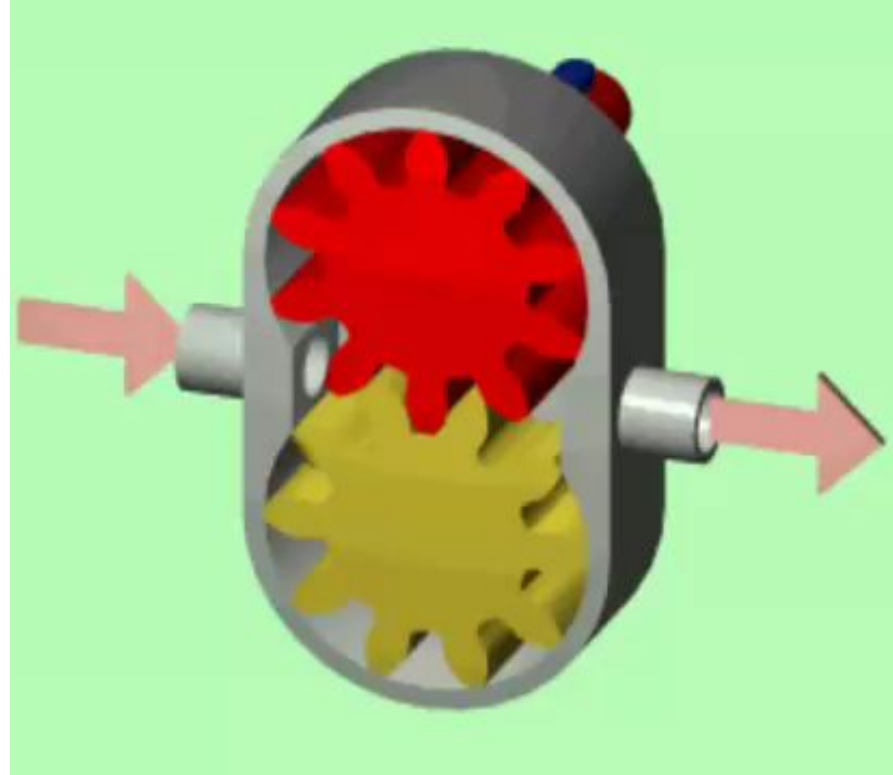
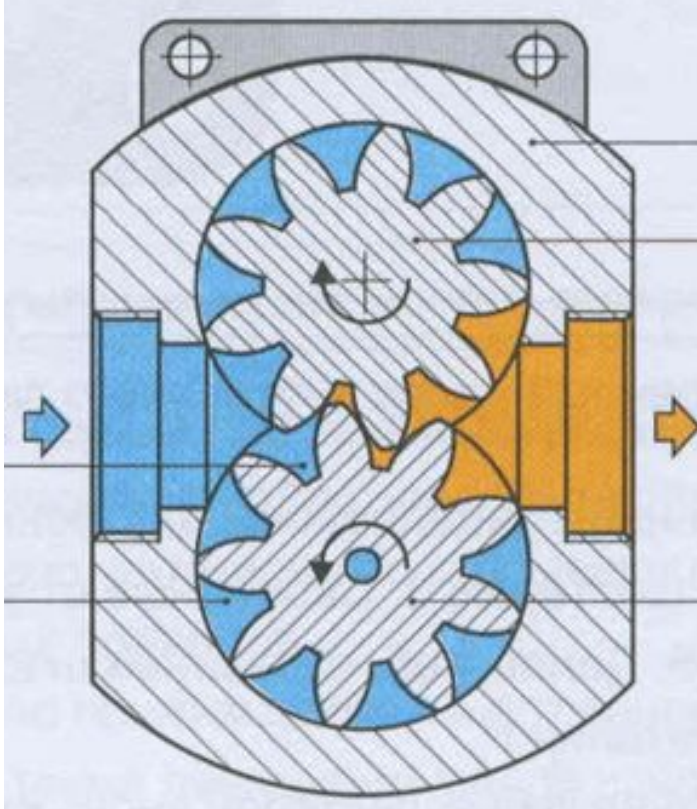
- пульсации подачи;
- низкий уровень шума.

Минусы:

- нерегулируемые
- сложнее конструкция

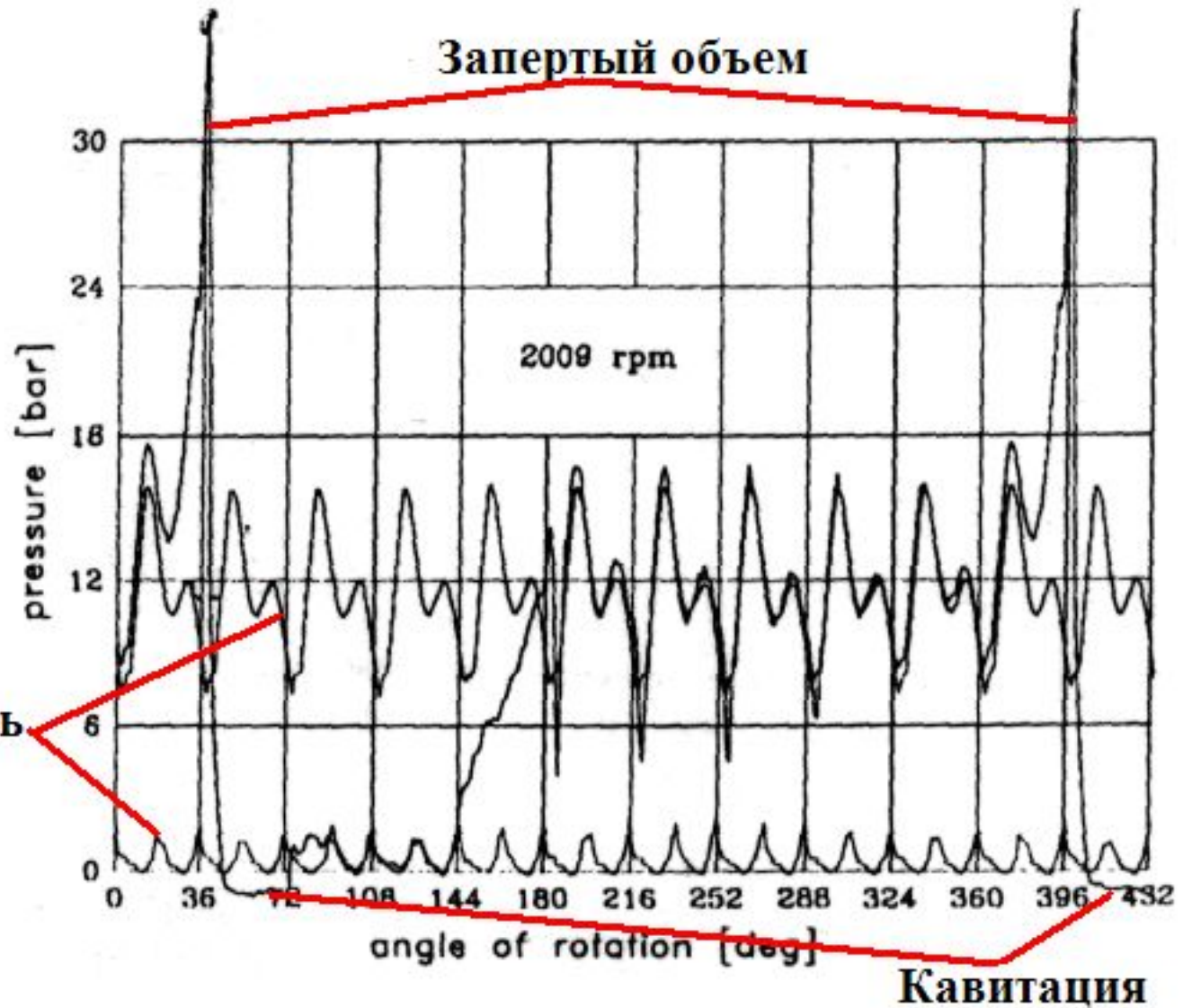
# Шестеренные гидромашины внешнего зацепления:

- наиболее дешевы из всех роторных гидромашин;
- непосредственное соединение с приводом;
- способны устойчиво работать на загрязненных жидкостях, (тонкость фильтрации 0,2...0,3 мм);
- способны более надежно осуществлять подачу вязких жидкостей;
- технологичность конструкции благоприятствует их серийному производству.



- часть жидкости возвращается обратно в полость всасывания;
- при перемещении и вытеснении жидкости механическая энергия вала преобразуется в энергию потока жидкости;
- доля кинетической энергии потока составляет 0,5% по сравнению с потенциальной.

# Причины выхода из строя шестеренного насоса



Неравномерность  
подачи

Кавитация

Общее число проанализированных после отказа агрегатов около 1500

<b>Доля отказов, %</b>	<b>Причина отказа ШН</b>
46,7	Пульсации рабочей жидкости
18,3	Износ торцевых уплотнений подпятников
15	Разрушение вала шестерни
11,7	Износ зубьев шестерен и подпятников

# Виды повреждений в насосе



Разрушение корпуса насоса



Разрушение подпятников

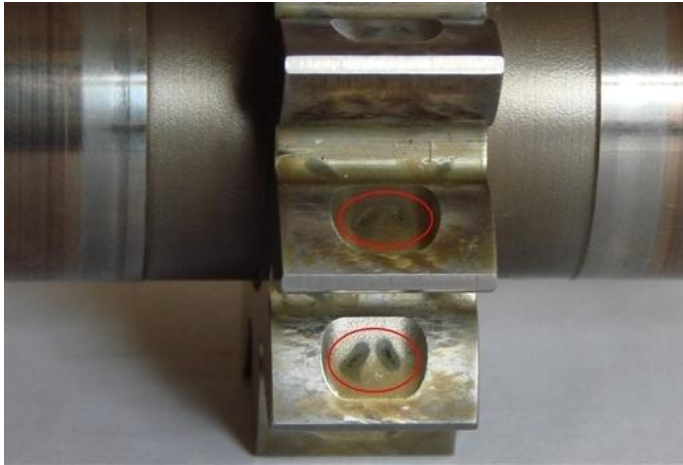


Разрушение вала



Задирьы на подпятниках

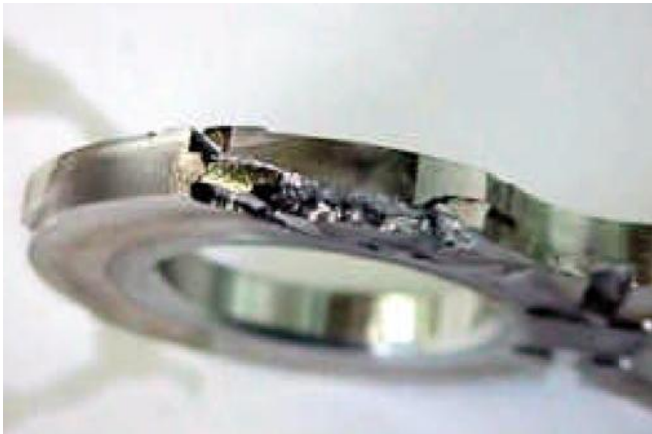
# Виды износа насоса вследствие кавитации



Прожиги на шестерне



Эрозионный износ подпятника



Разрушение уплотнения



# Методы решения проблемы

## МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АГРЕГАТОВ

**Снижение  
вибраакустической  
нагруженности в  
источнике**

**Ведет к  
радикальному  
решению проблемы**

**Метод частотной  
отстройки**

**Сложно влиять на  
все резонансные  
частоты системы**

**Установка  
гасителя  
колебаний**

**Изменения в  
конструкции  
топливной  
системы**

# Мероприятия по снижению нагрузок шестеренного насоса

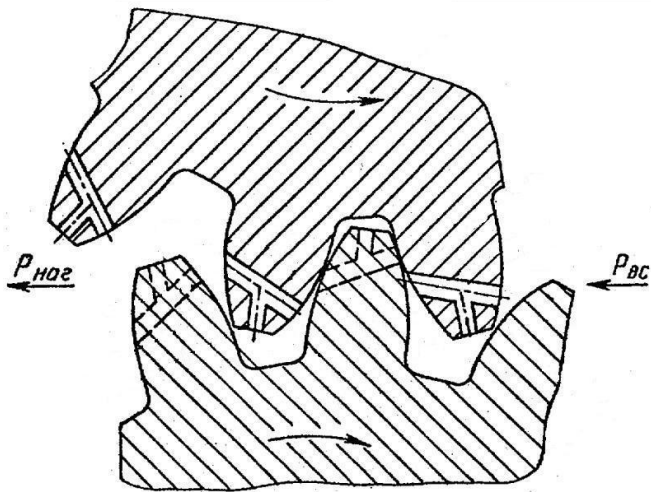


Схема выполнения разгрузочных каналов

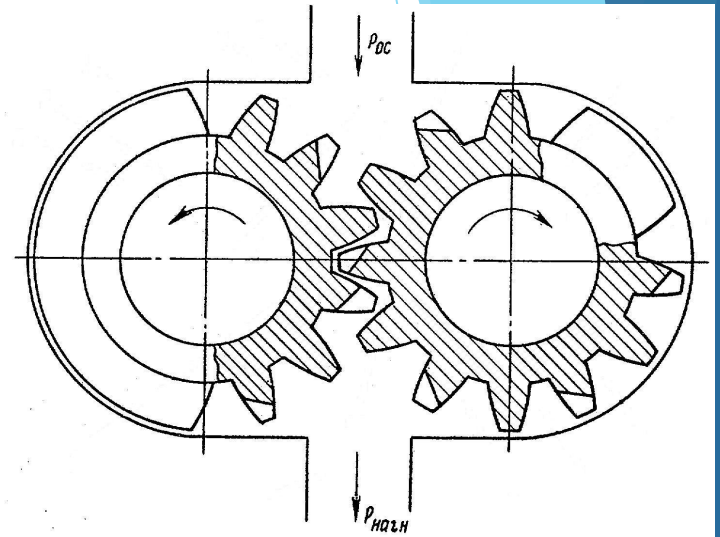


Схема выполнения сквозных пазов

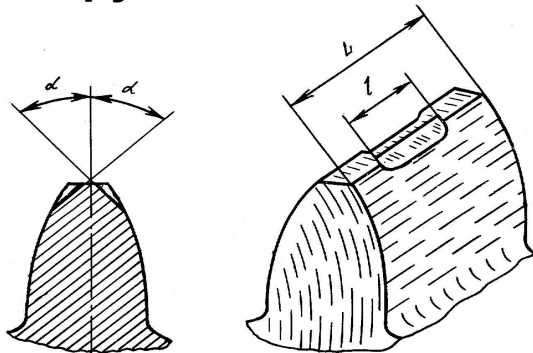


Схема выполнения лысок

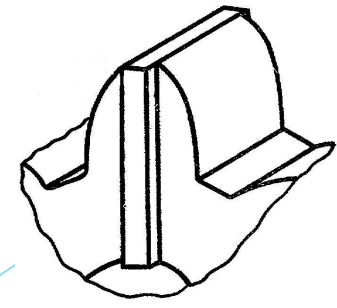
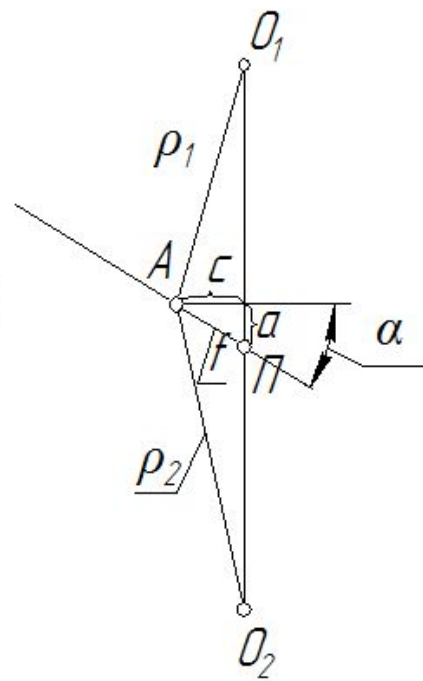
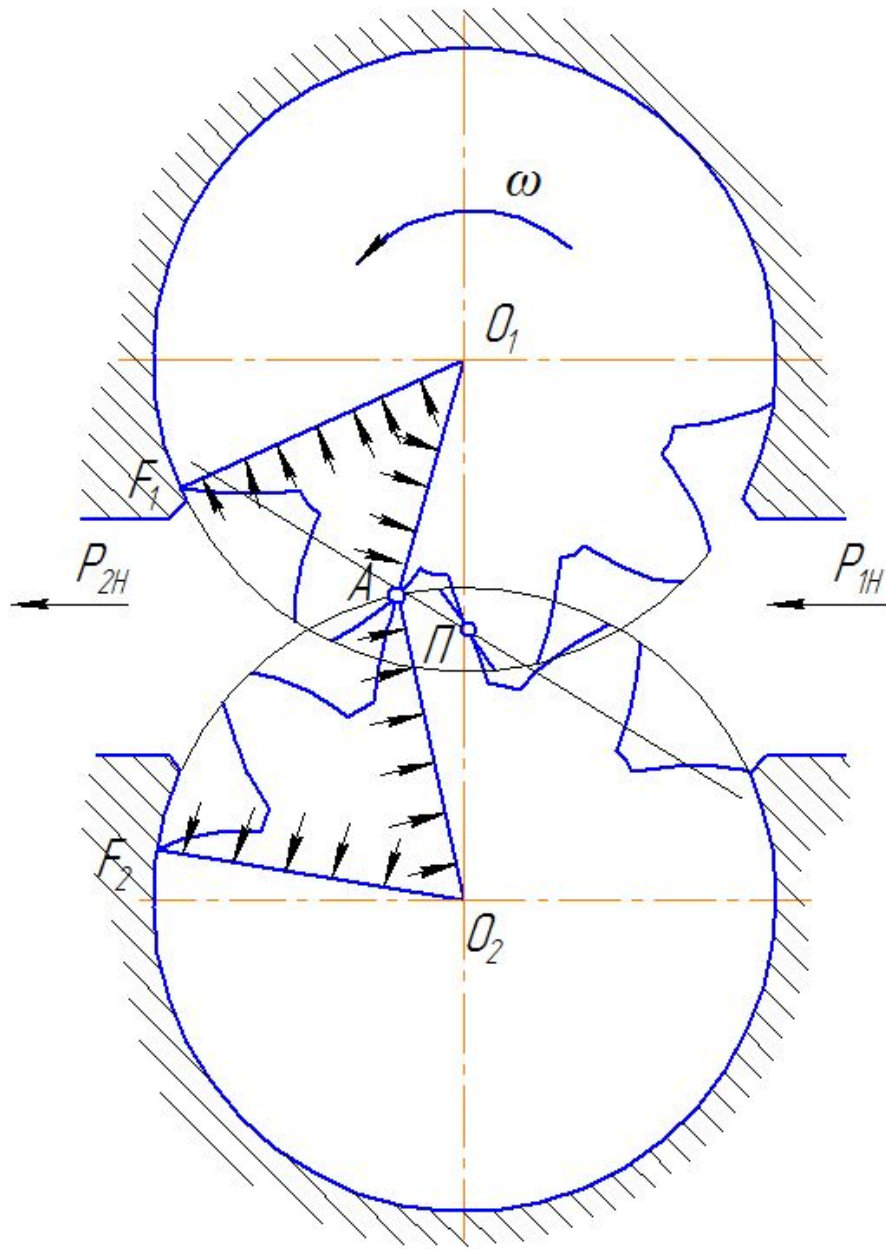


Схема выступов на торцах

# Геометрическая полза



Рассмотрим баланс энергий на двух шестернях гидромашины

$$p_H dV = (p_{2H} - p_{1H}) dV$$

где  $dV$  – объем, подаваемый насосом в напорную магистраль за время  $dt$ ;

$p_{2H}$ ,  $p_{1H}$  - давление нагнетания и всасывания соответственно;

$p_H$  - давление насоса

Энергия сообщается жидкости в виде моментов

$$p_H dV = M_1 d\varphi_1 + M_2 d\varphi_2 = M_1 \omega_1 dt + M_2 \omega_2 dt$$

$$M_1 = p_n b \frac{R_{a1}^2 - \rho^2_1}{2} \quad M_2 = p_n b \frac{R_{a2}^2 - \rho^2_2}{2}$$

$b$  – ширина шестерни;

$R_a$  - радиус окружности вершин зубьев;

$\gamma$  - угол поворота шестерни

Геометрическая подача  $Q = \frac{dV}{dt}$

$$Q = \frac{1}{2} \omega_1 \left[ k - f^2 \left( 1 + \frac{R_{w1}}{R_{w2}} \right) \right]$$

Где  $R_w$  - радиус начальной окружности шестерен;  
 $f$  – расстояние от точки зацепления до полюса

$k = \left( R_{a1}^2 + R_{a2}^2 \frac{R_{w1}}{R_{w2}} - R_{w1}^2 - R_{w1} \cdot R_{w2} \right)$  коэффициент, зависящий от геометрии шестерен

Так как используются одинаковые шестерни

$$Q = b\omega[R_a^2 - R_w^2 - f^2].$$

При этом максимальная подача насоса будет при  $f=0$

$$Q_{max} = b\omega[R_a^2 - R_w^2] = m^2 b\omega(1+x)(z+1)$$

где  $R_a = \frac{1}{2}m[(z+2x)+2]$      $R_w = \frac{1}{2}m(z+2x)$

минимальная подача при  $f = P_{bn} / 2$

где  $P_{bn} = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$  - шаг зубьев по нормали;

$\alpha$  - угол зацепления исходного контура

$$Q_{min} = b\omega(R_a^2 - R_w^2 - \frac{P_{br}^2}{4}) = m^2 b\omega[(1+x)(1+z) - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{4}]$$

Коэффициент неравномерности подачи

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max}} = \frac{\pi^2 \cos \alpha}{4(x+1)(z+1)}$$

Среднюю (теоретическую) подачу насоса можно выразить через рабочий объём

$$Q_{T.H} = V_0 \cdot n = V_{шаг} \cdot z \cdot n,$$

где  $V_{шаг}$  - объём рабочей жидкости, за шаговый угол

$$dV = b \omega (R_a^2 - R_w^2 - f^2) dt$$

$$V_{шаг} = \int_{t_2}^{t_1} dV = \frac{b}{R_b} \int_{t_2}^{t_1} (R_a^2 - R_w^2 - f^2) df$$

Когда продолжительность зацепления равна единице ( $\varepsilon=1$ )

$$f_1 = f_2 = \frac{P_{ba}}{2}$$

$$V_{шаз} = [(R_a^2 - R_w^2)P_{bn} - \frac{P_{bn}^3}{12}]$$

окончательное выражение для подачи насоса

$$Q_{Т.Н} = m^2 \omega b \left( z + 1 + 2x - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right)$$

$$\text{При } \varepsilon > 1 \quad f_1 = \frac{l}{2} \quad f_2 = P_{bn} - \frac{l}{2}$$

$l$  - длина рабочего участка линии зацепления

$$Q_{Т.Н} = m \omega^2 b \left( z + 1 + 2x - N \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \quad N = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$$

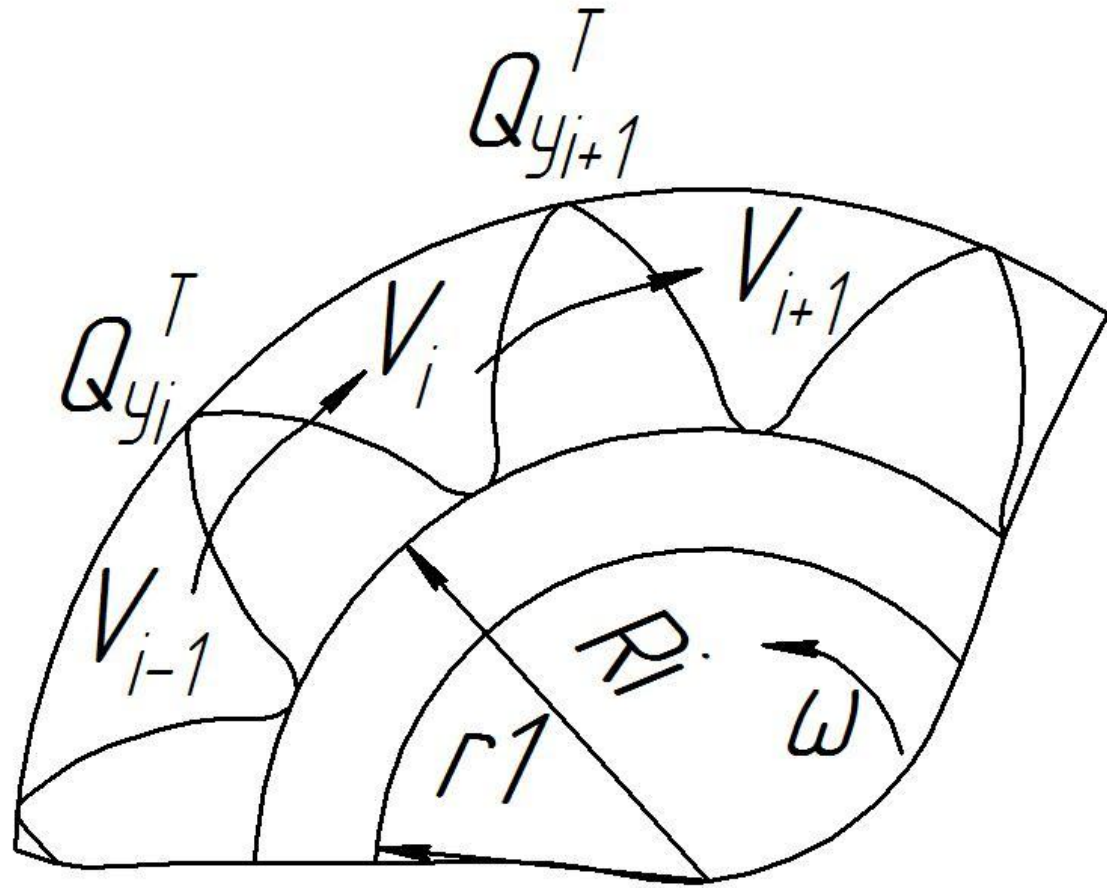


утечки в

насосе

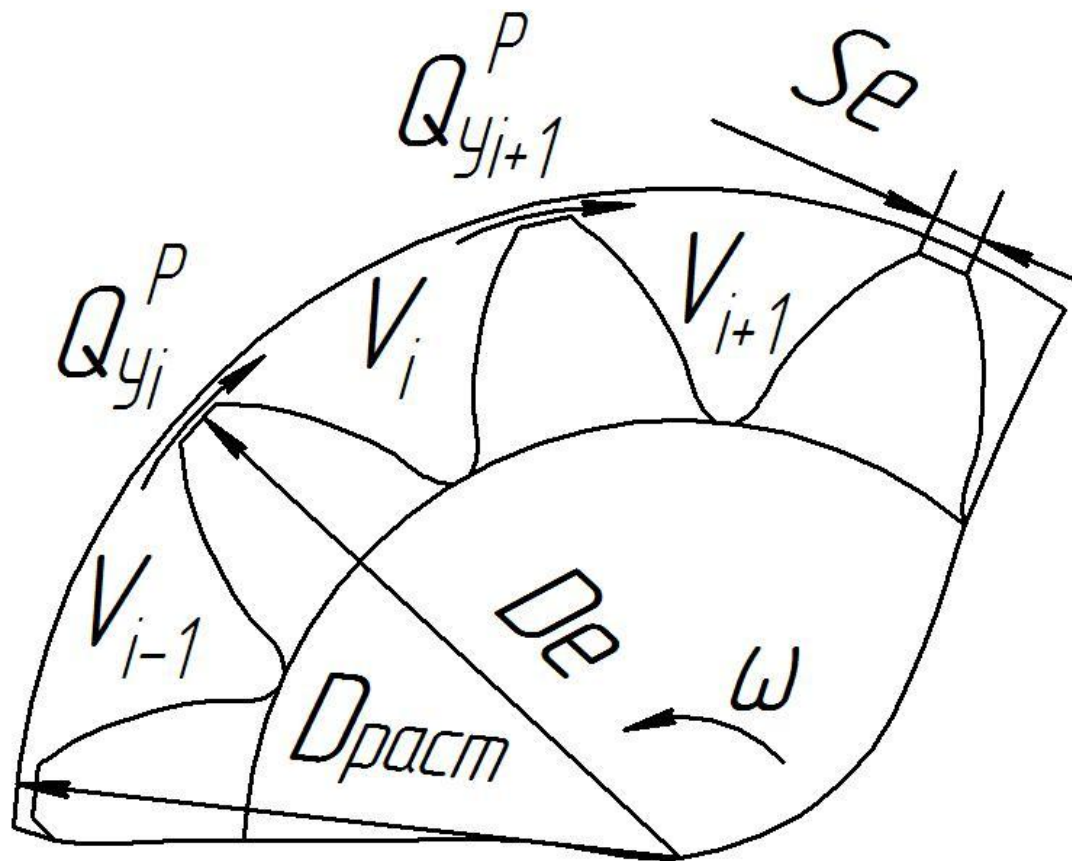
$$Q_D = Q_T - Q_Y$$

$$Q_Y = Q_Y^T + Q_Y^P + Q_Y^3$$

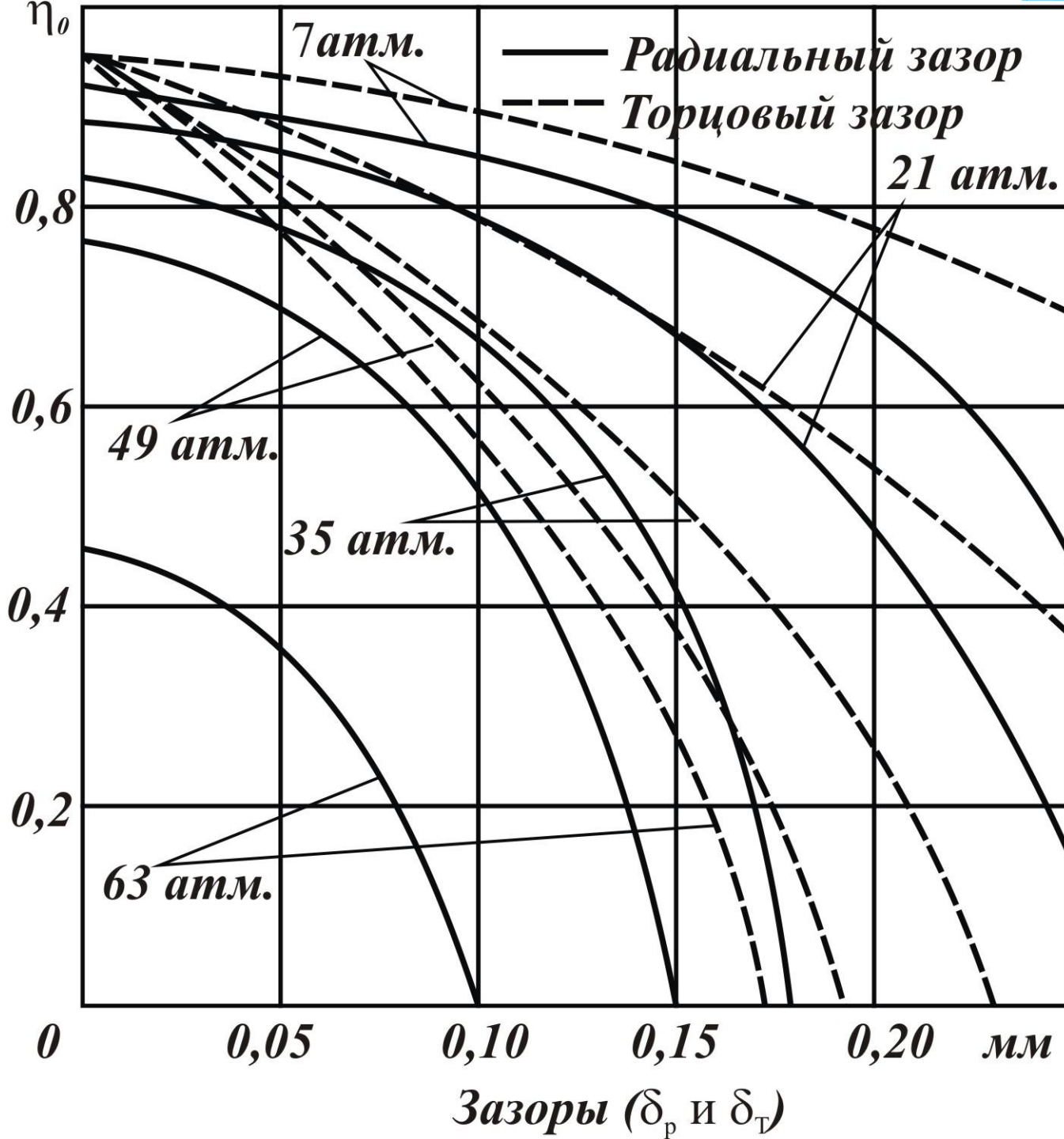


$$Q_Y^T = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\pi \delta_m^3 (\beta_{нз} + \beta_{вс})}{12 \pi \mu \ln \frac{R_i}{r_1}} = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\delta_m^3 (\beta_{нз} - \beta_{вс})}{12 \mu \cdot \ln \frac{R_i}{r_1}}$$

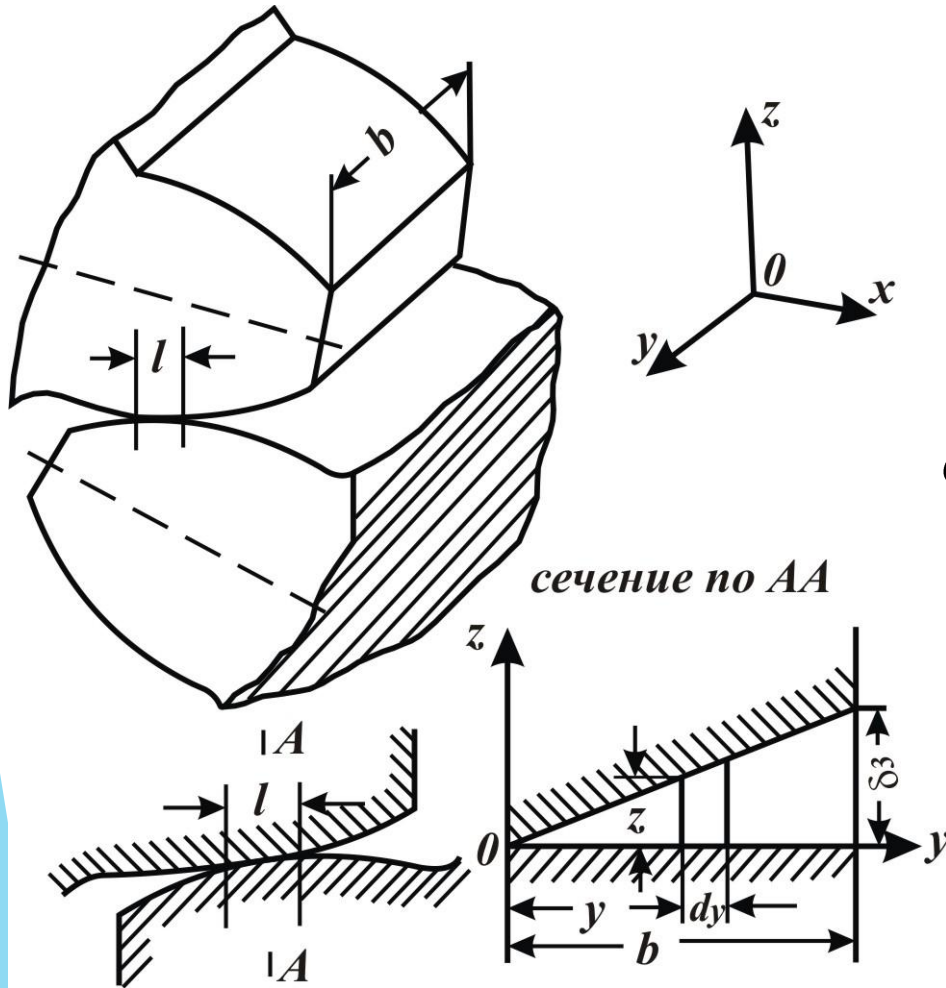
# Утечки через радиальные зазоры



$$Q_Y^P = \left[ (p_{нз} - p_{вс}) \frac{(D_{раст} - D_e)^3}{96 \mu \cdot S_e z_k} - \frac{\omega D_e}{8} (D_{раст} - D_e) \right] b$$



# Утечки через неплотности межзубового контакта



$$Q_y^3 = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\delta_{(3)}^3 b}{48 \mu \cdot l}$$

$$\delta_{(3)} = 0,86(R_{z1} + R_{z2})$$

$R_{z1}, R_{z2}$  параметры шероховатости

# Расчёт геометрии зубчатой

## передачи

Основные геометрические параметры колеса

Предварительное определение модуля

$$m = (0,24 \dots 0,44) \sqrt{Q_d}$$

где  $Q_d$  принимается в л/мин, а  $m$  – в мм.

при окружной скорости шестерни  $m = 7 \dots 20$  /

отношении ширины шестерни  $\frac{b}{m} = 6 \dots 9$

Согласно ГОСТ 9563-60 выбираем нормальный модуль, ближайший к полученному значению

Модулем зацепления называется отношение шага по любой концентрической окружности зубчатого колеса к  $\pi$ , то есть модуль - число миллиметров диаметра приходящееся на один зуб.

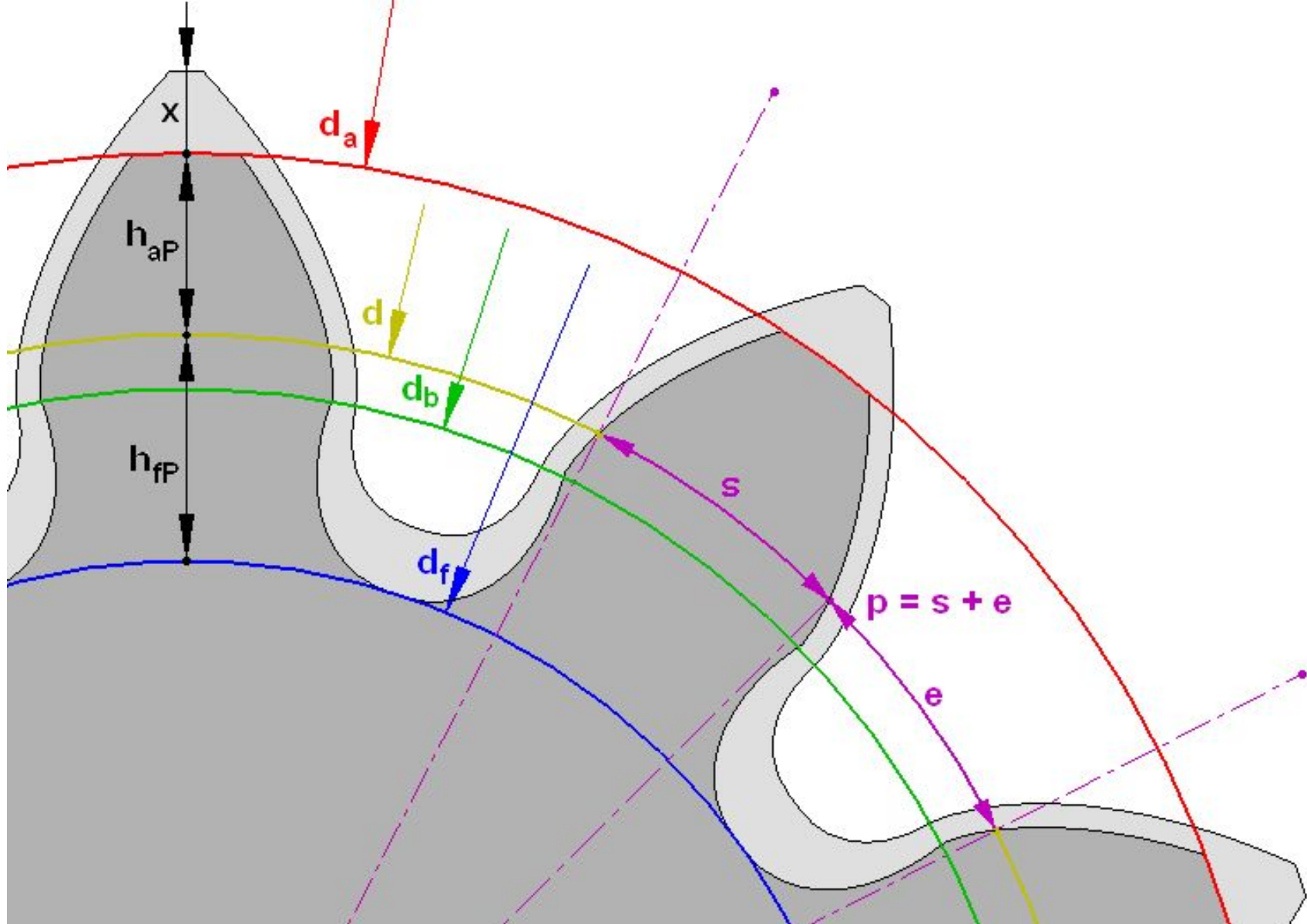
- самый главный параметр;
- стандартизирован;
- определяется из прочностного расчёта зубчатых передач (чем больше нагружена передача, тем выше значение модуля);
- через него выражаются все остальные параметры;
- измеряется в миллиметрах;
- вычисляется по формуле:

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi}$$

**z** — число зубьев колеса;

**p** — шаг зубьев;

**d** — диаметр делительной окружности



- da** — диаметр окружности вершин тёмного колеса
- db** — диаметр основной окружности — эвольвенты
- df** — диаметр окружности впадин тёмного колеса

Для уменьшения габаритов насоса:

- число зубьев желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно малым;
- а модуль – большим.

Однако:

- при уменьшении числа зубьев уменьшается прочность зубьев из-за подрезания их ножек;
- увеличивается неравномерность подачи.
- для устранения подрезания ножек зубьев производят коррекцию (корригирование) зацепления путём увеличения угла зацепления.



# Производительность

В насосах (обычно  $z=8...14$ ).

При одной и той же производительности: шестерни с малым  $z$  и большим  $m$  имеют значительно меньший габарит, чем шестерни с большим  $z$  и малым  $m$ .

$$Q_m = 2\pi b n m^2 (z + 1 + \sin^2 \alpha)$$

где  $b$  – ширина зуба шестерни, мм;

$n$  – частота вращения, об/мин;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$z$  – количество зубьев;

$\alpha$  – угол зацепления основной рейки,  
град.

Ширина шестерни обычно не превышает 9 модулей:

$$b = (6 \dots 9) m$$

Практикой установлено, что в насосах высоких давлений составляет:

- для насосов с подшипниками качения  $\frac{b}{d} = 0,5 \dots 0,6$
- для насосов с подшипниками скольжения  $\frac{b}{d} = 0,4 \dots 0,5$
- при меньших значениях объёмный КПД понижается;
- при больших – затрудняется герметизация места контакта сцепляющихся зубьев.

Зная  $m$  и  $d$ , определяем  $z$

$$z = \frac{d}{m}$$

# Выбор системы корригирования профиля зуба

Шестерни с малым  $z$  нежелательно применять в насосах с одинаковым числом зубьев, так как при стандартном угле зацепления основной рейки  $\alpha_0 = 20^\circ$

Теоретическое  $z=17$ , а практическое  $z=8...14$

Рациональнее применение положительной передачи (корригирование колёс с положительным смещением)  
Зубья более надёжны с точки зрения сопротивлений смятию и износу

Степень перекрытия положительной передачи меньше, чем нулевой (при одинаковых углах зацепления передачи).

Большая продолжительность зацепления приводит к резкому усилению вредного влияния запираемой во впадинах зубьев жидкости.

Вытесняемый заземлённый объём  $q_e = \frac{b}{r_b} \cdot \frac{p_{bt}^3}{4} (\varepsilon_\gamma - 1)^2$

$r_b$  – радиус основной окружности зубчатого колеса, *мм*.

$p_{bt}$  – основной шаг, *мм*.

Максимальная мгновенная подача жидкости из З.О.

$$\left( \frac{dq_e}{dt} \right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1)$$

$\omega = \frac{\pi n}{30}$  – угловая скорость зубчатого колеса, *рад/с*.

Действительное межосевое расстояние

$$a_w = m(z + 1)$$

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos 0^\circ} = d = mz$$

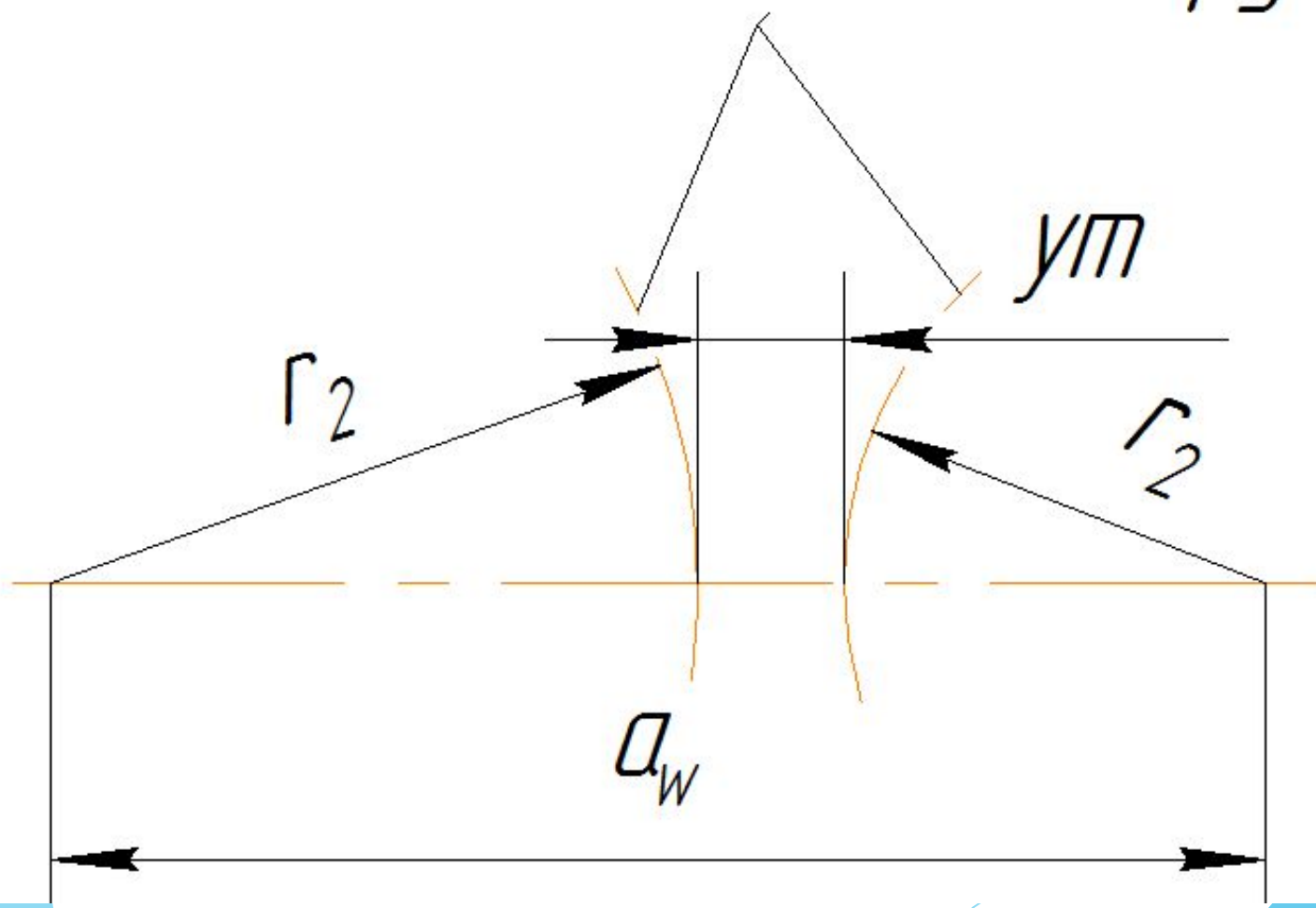
где  $\beta$  – угол наклона линии зуба рейки, град.

Суммарный коэффициент воспринимаемого смещения передачи  $y$

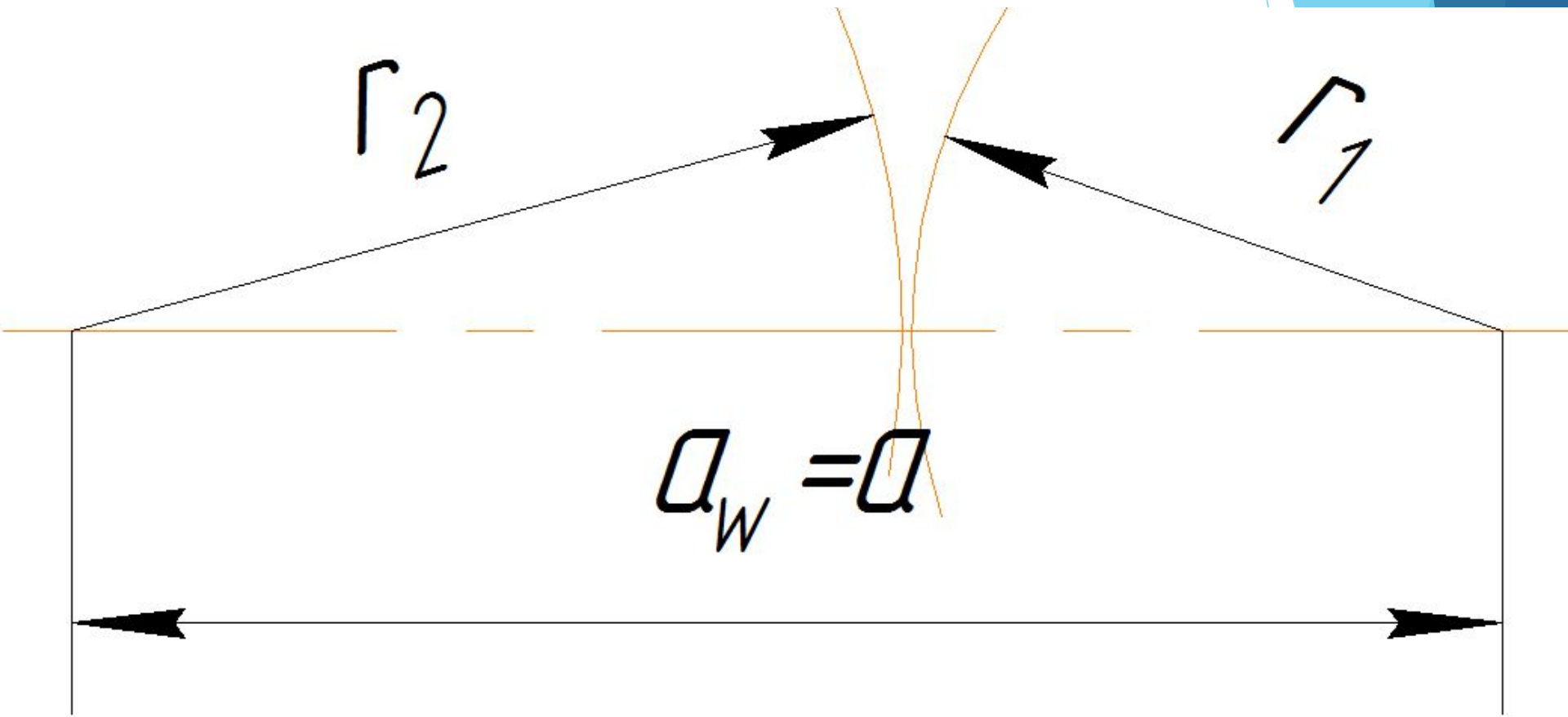
$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{m(z + 1) - mz}{m} = 1$$

# Типы передач Положительная передача

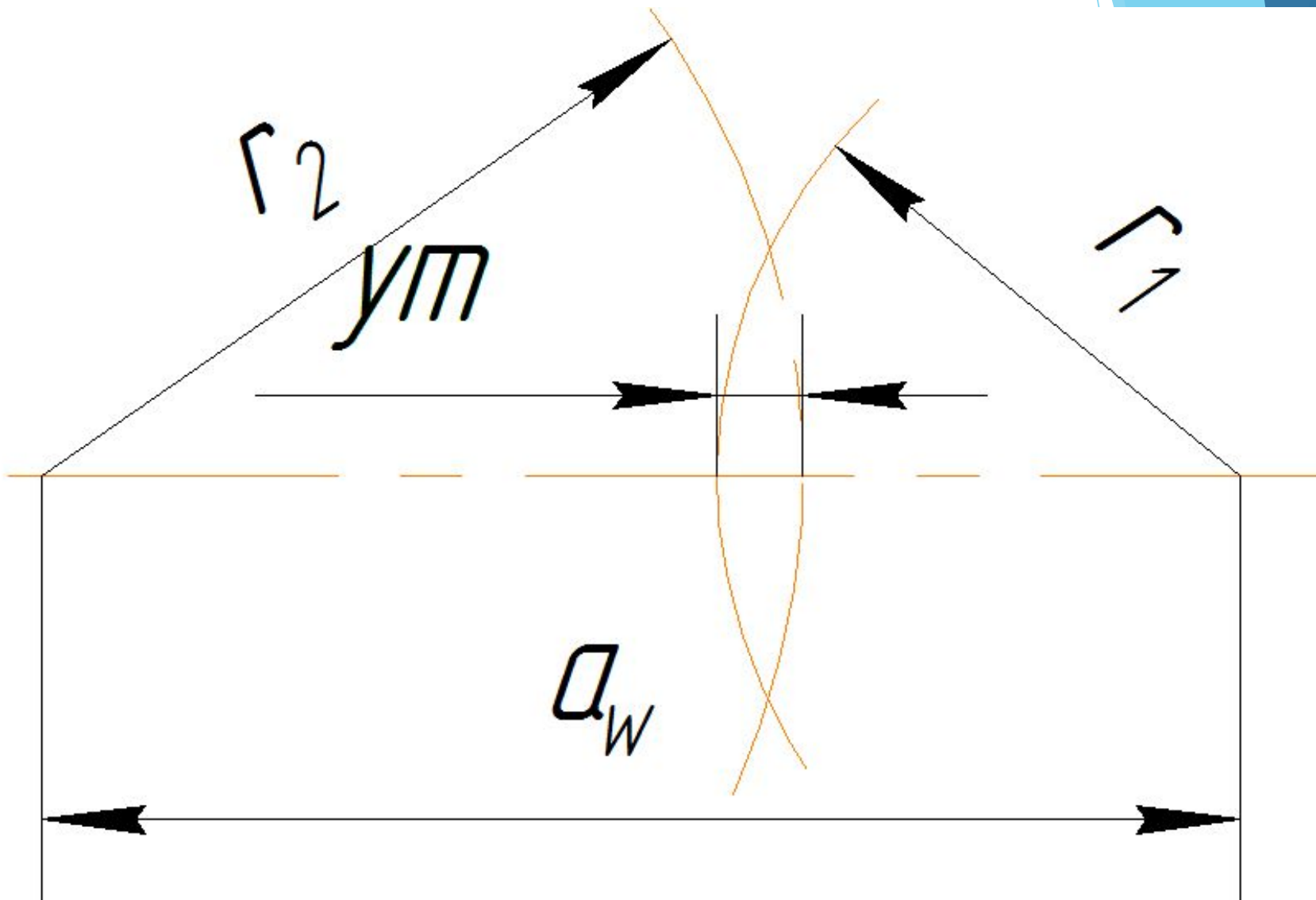
*Делительные окружности*



# Нулевая передача

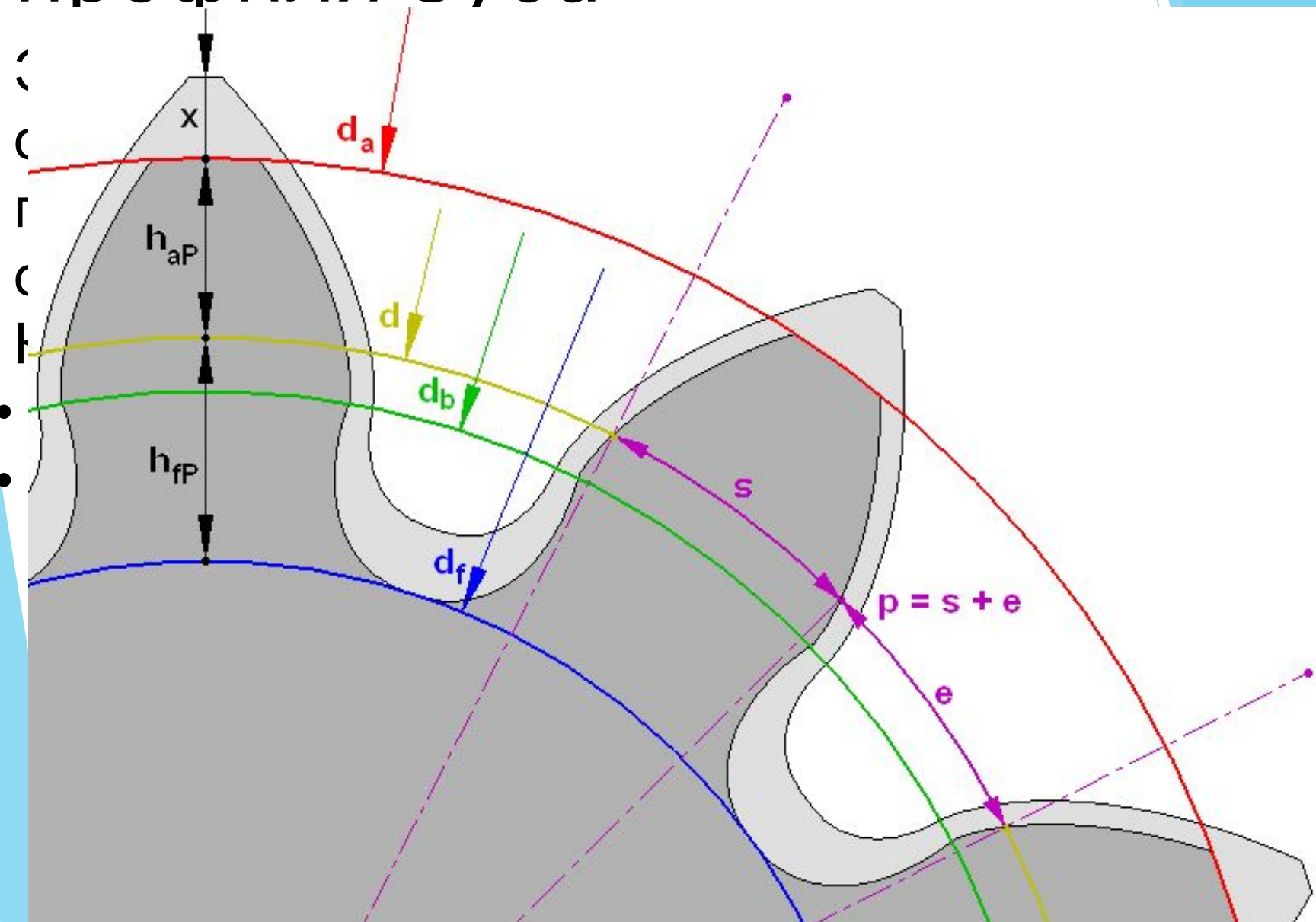


# Отрицательная передача





# Построение эвольвентного профиля зуба



НОЙ  
И  
ТОЙ

Угол зацепления передачи  $\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t\right)$

Коэффициент суммы смещений выразим из следующего уравнения:

$$\text{inv } \alpha_{tw} = \frac{2x_{\Sigma} \cdot \text{tg}\alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_t$$

$$x_{\Sigma} = \frac{(\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg}\alpha}$$

Коэффициенты смещений исходных контуров колёс

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 2x_1 = 2x_2 \quad x_1 = x_2 = \frac{x_{\Sigma}}{2} = x$$

Коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y$$

Начальный диаметр

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 1$$

$$d_w = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2a_w}{2} = a_w$$

где  $u$  – передаточное число зубчатой передачи.

Диаметр основной окружности, развёртка которой и будет составлять эвольвенту

$$d_b = mz \cdot \cos \alpha_t$$

Общая формула для определения диаметра вершин зубьев

$$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)m$$

$h_a^*$  – коэффициент высоты головки

Диаметр окружности впадин

$$d_f = m \left[ z - 2 \left( h_a^* + c^* - x \right) \right]$$

$c^*$  радиальный зазор

Полная высота зуба

$$h = m \left[ 2,25 - (x - 0,5) \right] = m (2,75 - x)$$

Шаг по нормали между двумя профилями зубьев остаётся постоянным по любой нормали

$$p_{bt} = \frac{2\pi r_b}{z}$$

Коэффициент перекрытия зубчатой передачи

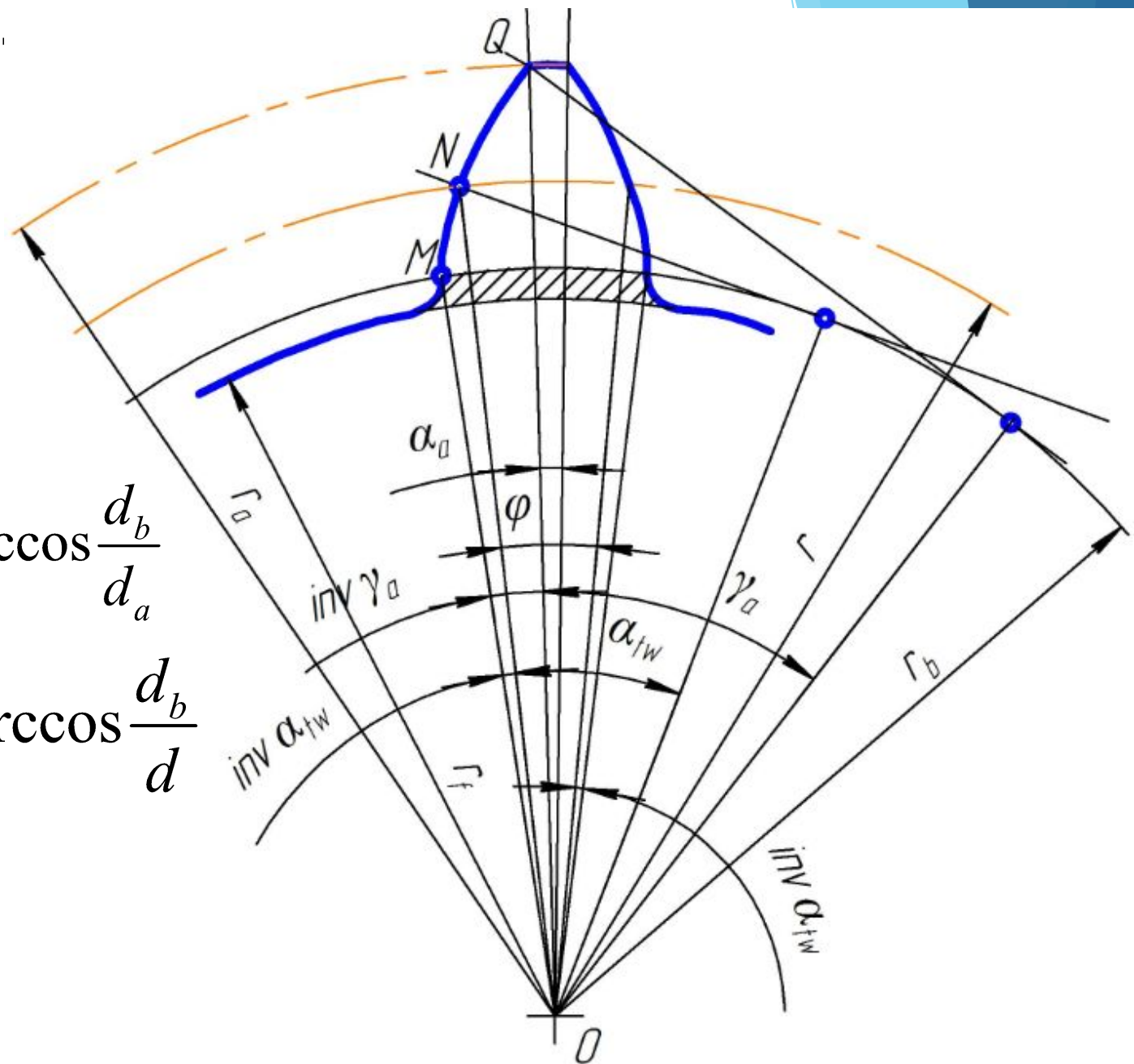
$$\varepsilon_\gamma = \frac{2\sqrt{r_a^2 - r_b^2} - a_w \cdot \sin \alpha_{tw}}{p_{bt}} \quad \text{при } z_1 = z_2 = z$$

# Некоторые размеры эвольвент

$$\gamma_a = \arccos \frac{r_b}{r_a} = \arccos \frac{d_b}{d_a}$$

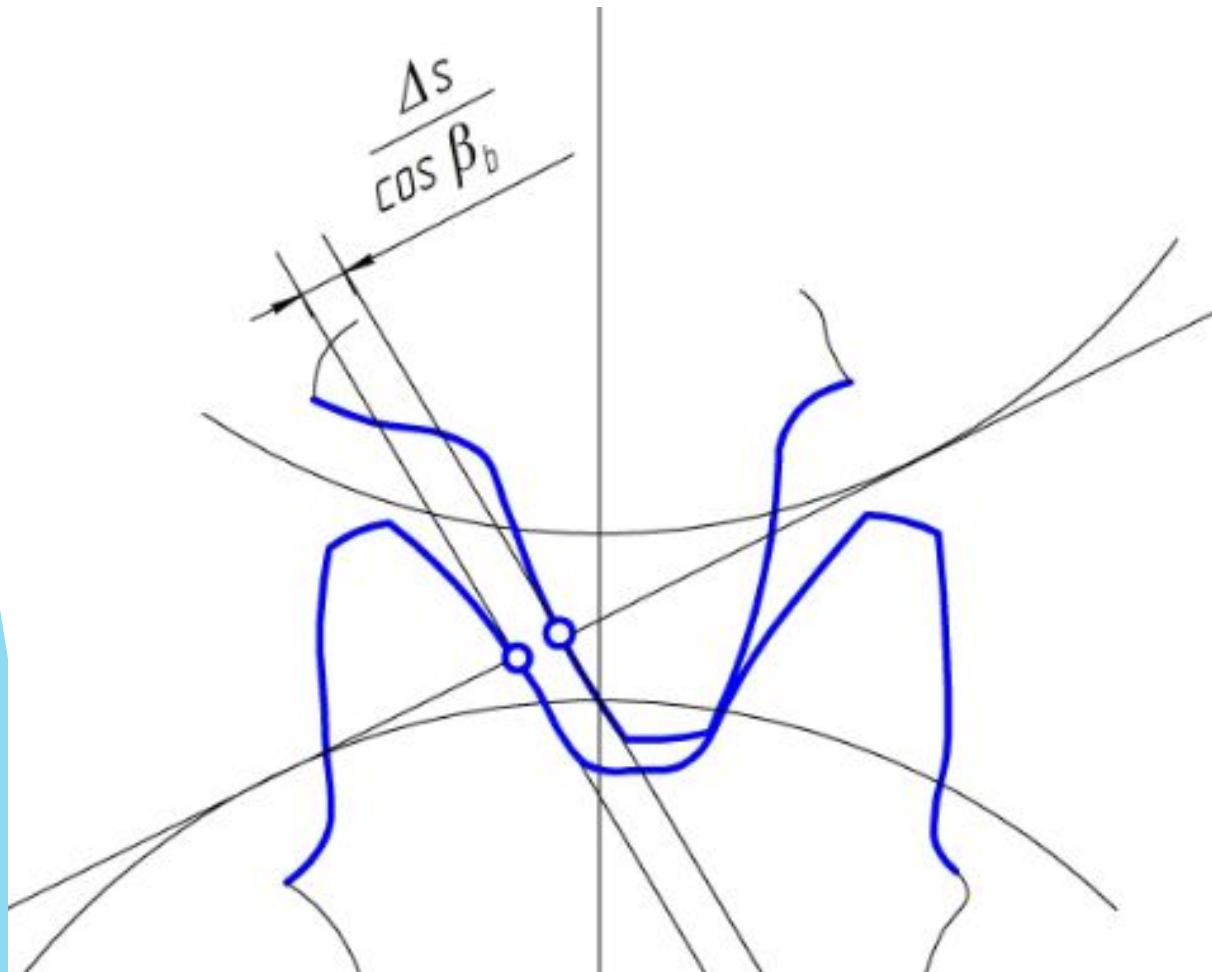
$$\gamma = \arccos \frac{r_b}{r} = \arccos \frac{d_b}{d}$$

$$\cos \alpha_t = \frac{d_b}{d}$$



Боковой зазор между профилями зубьев выбирается из условий:

- компенсации неточностей изготовления и сборки;
- расширения при нагревании.



$$\Delta s = 0,08m$$

Центральный угол  $\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{2r_o}$

Толщина зуба по дуге радиуса  $r_x$

$$s_x = r_x \cdot \varphi_x = r_x \left( \frac{s}{r} + 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_{tw} - 2 \cdot \operatorname{inv} \alpha_x \right)$$

где  $s$  – известная толщина зуба на известном радиусе  $r$ ;

$\operatorname{inv} \alpha_x$  – инволюта угла эвольвенты на радиусе  $r_x$

Тогда толщина зуба по делительной окружности

$$s = d \left( \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t \right)$$

Толщина зуба по начальной окружности

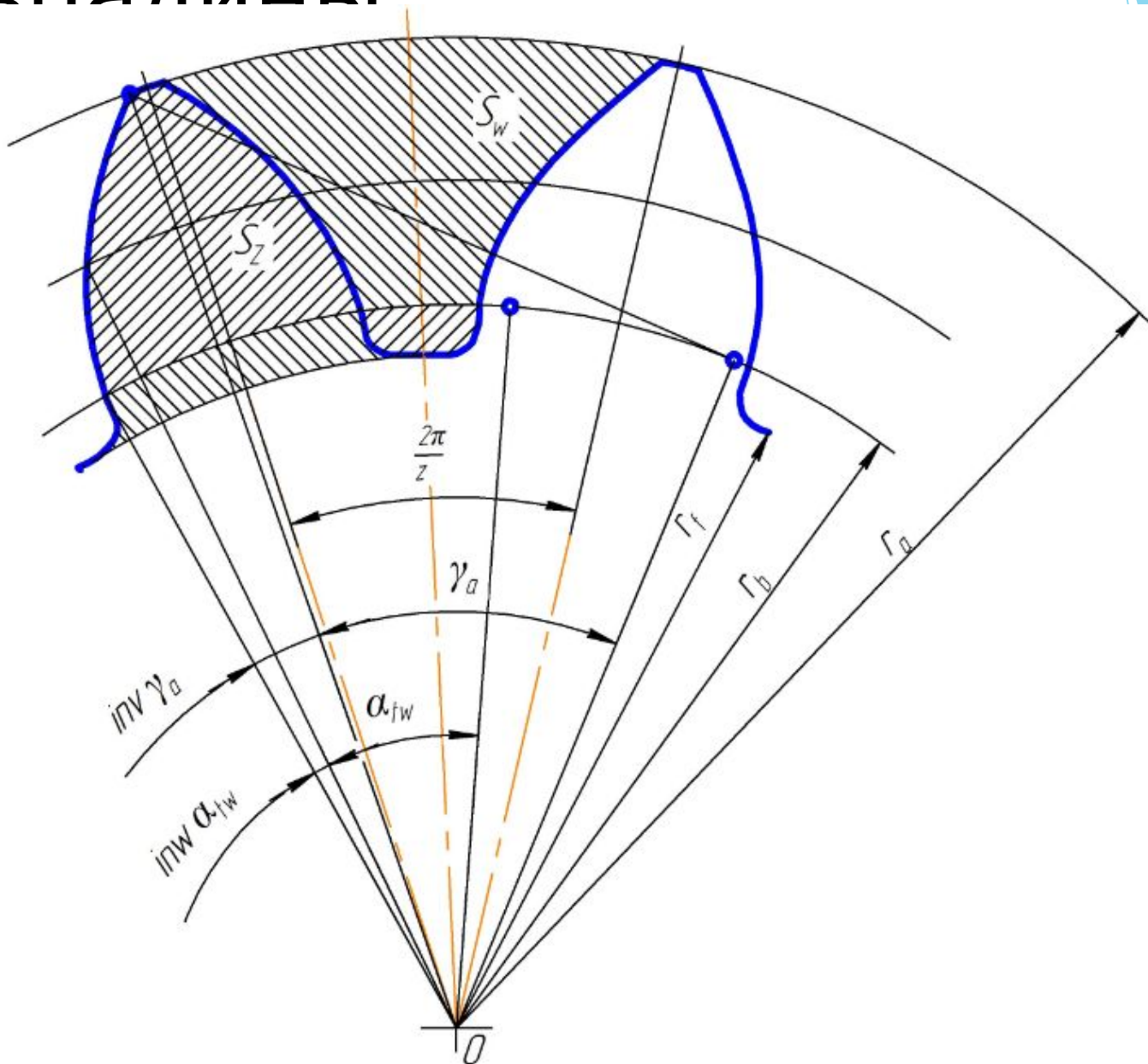
$$s_w = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}$$

Толщина зуба у вершины

$$s_a = d_a \left( \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \gamma_a \right)$$



# Площадь зуба и впадины



Площадь зуба, ограниченная эвольвентным профилем и основной окружностью

$$S_z = r_b^2 \left[ \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] + r_a^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right)$$

Полная площадь зуба  $S'_z = S_z + \Delta S_z$

$$\Delta S_z = (r_b^2 - r_f^2) \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right)$$

В результате получим

$$S'_z = r_b^2 \cdot \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + r_a^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \gamma_a \right) - r_f^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right)$$

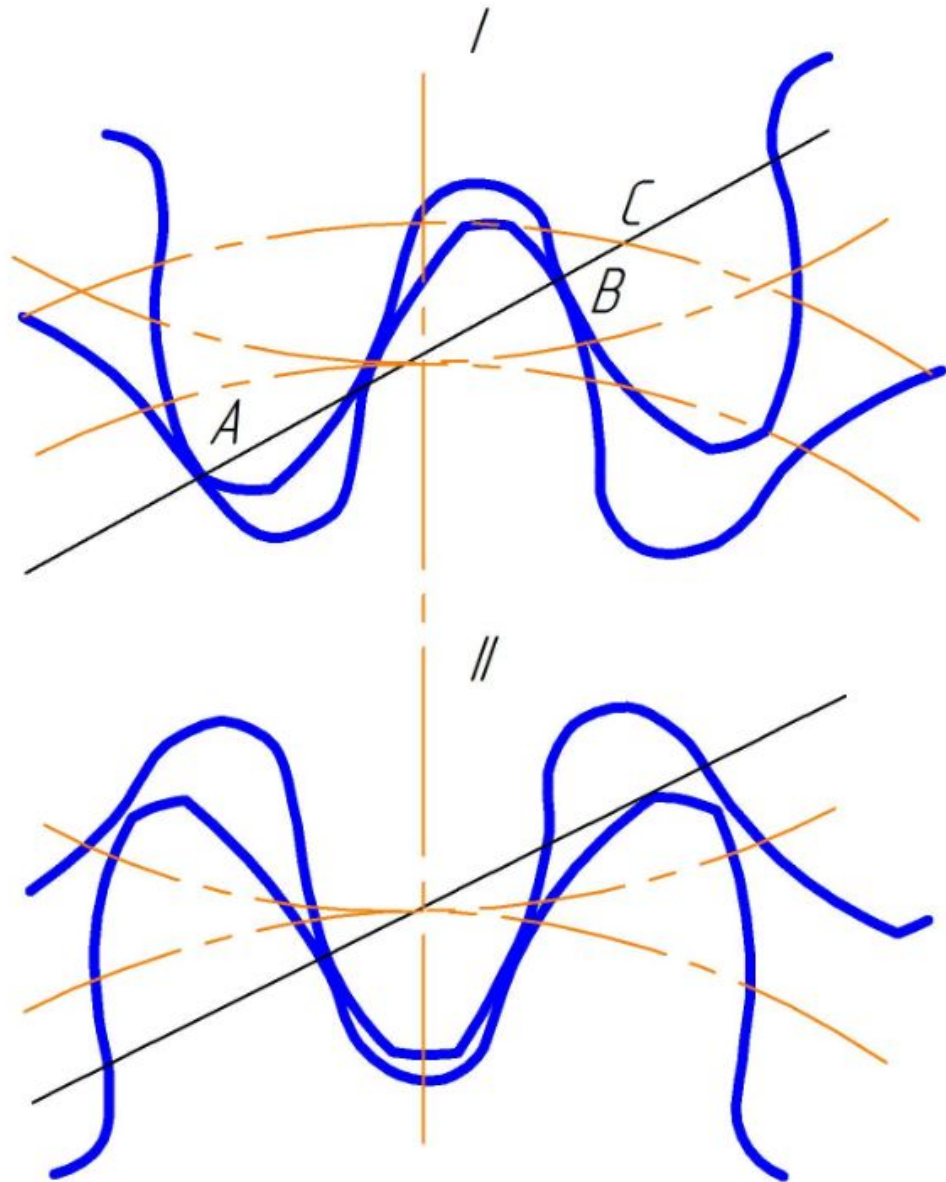
# Площадь впадины

$$S_w = r_a^2 \left[ \frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \left[ \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right]$$

Полная площадь впадины, включая вредное пространство

$$S'_w = r_a^2 \left[ \frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_a - \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right] - r_b^2 \frac{(\gamma_a + \text{inv } \gamma_a)^3}{3} - r_f^2 \left[ \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha_{tw} \right) \right]$$

# Защелённый объект



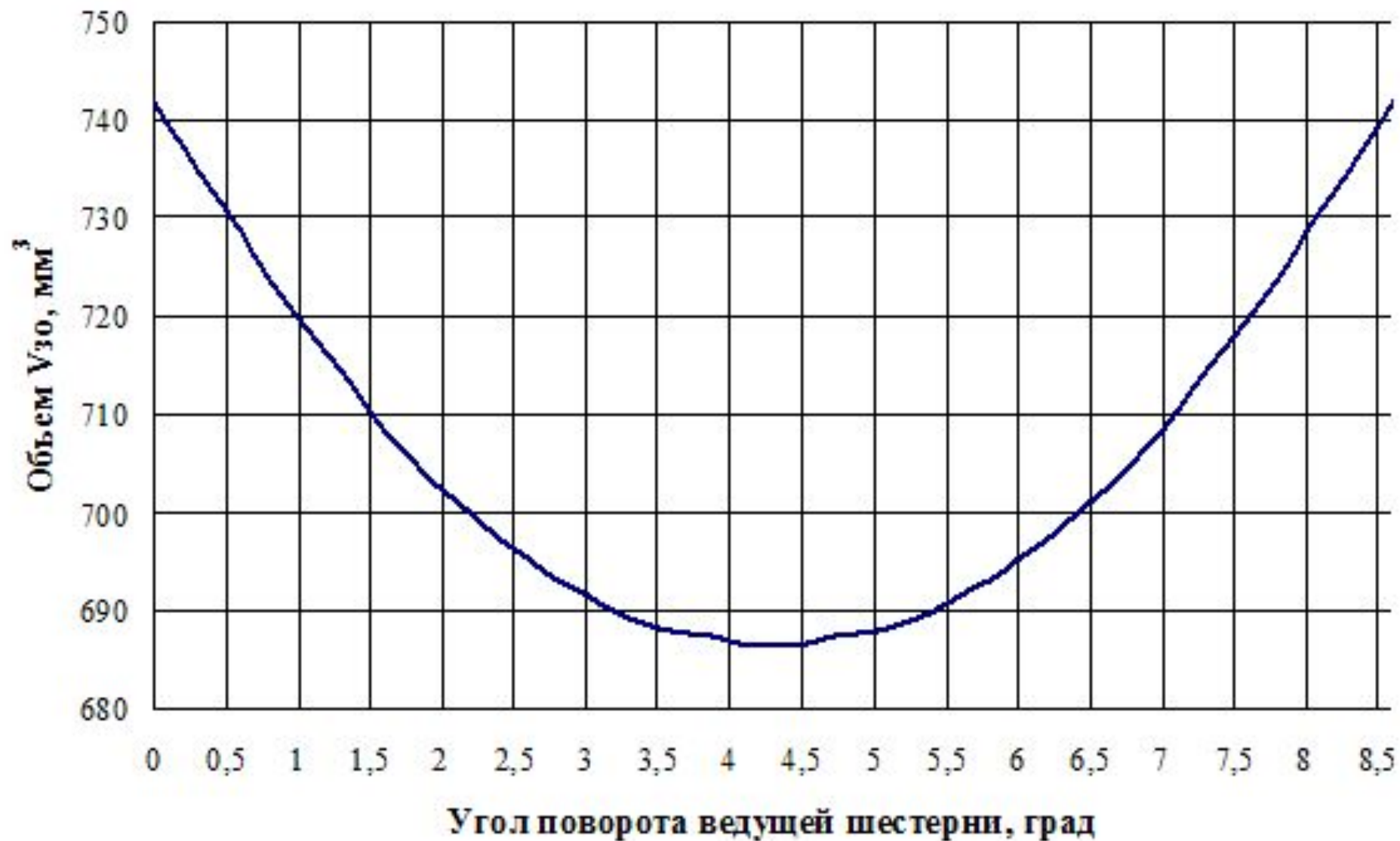
## Минимальное значение полного запертого объёма

$$V'_{\min} = 2b \left\{ r_b^2 \left[ \frac{\pi}{z} \left( \operatorname{tg}^2 \alpha_{tw} + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{(\gamma_a + \operatorname{inv} \gamma_a)^3}{3} \right] - r_a^2 \left( \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \gamma_a \right) - r_f^2 \left[ \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha_{tw} \right) \right] \right\}$$

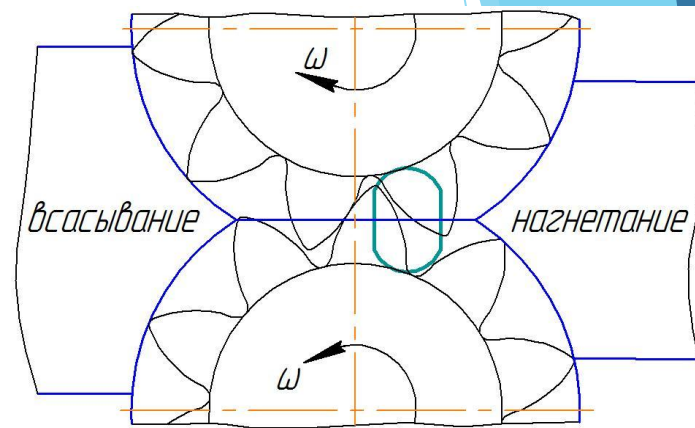
## Максимальный мгновенный расход жидкости из запертого объёма

$$\left( \frac{dq_e}{dt} \right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 (\varepsilon_\gamma - 1)$$

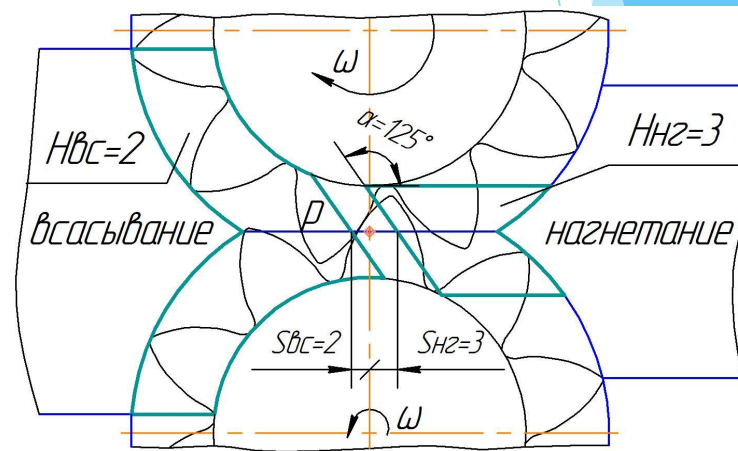
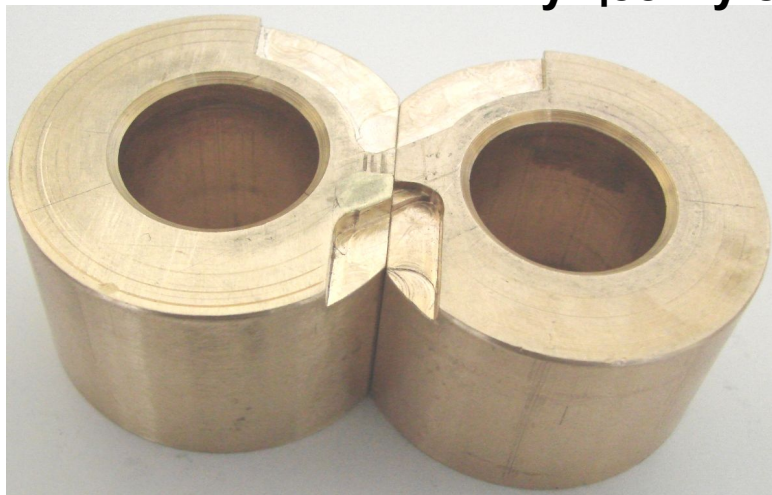
# Изменение запертого объема



# Разгрузочные канавки

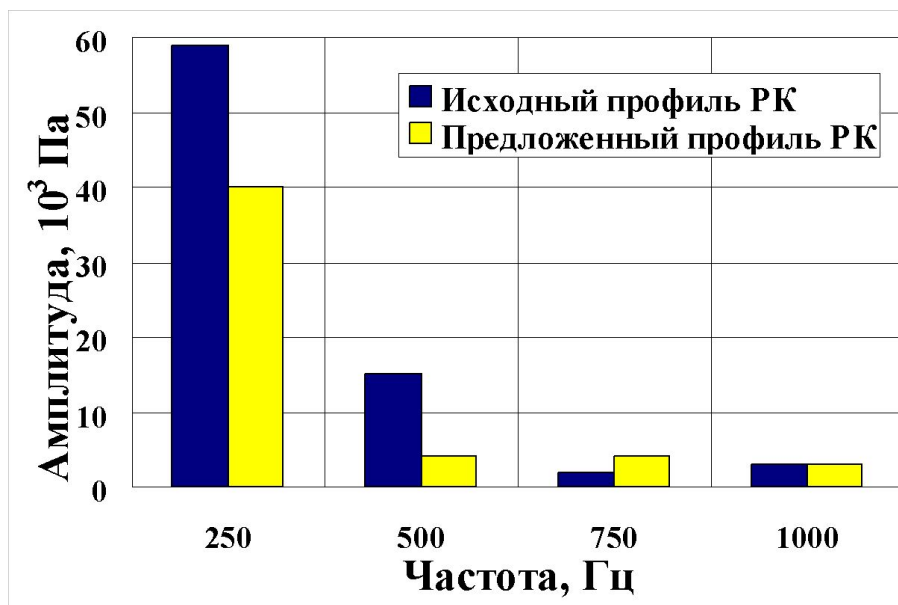


Существующая конфигурация



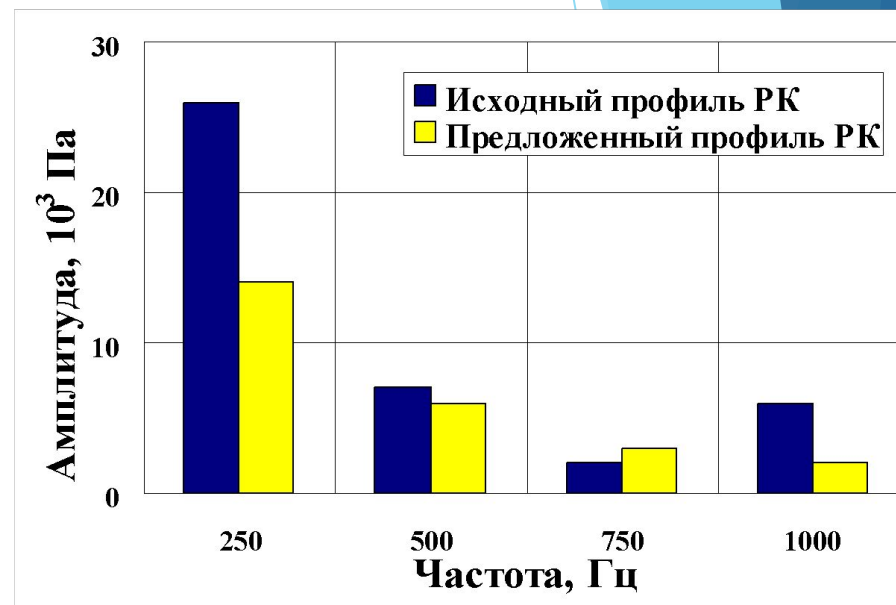
Предложенная конфигурация

# Спектр пульсаций давления до и после мероприятия



На выходе из насоса

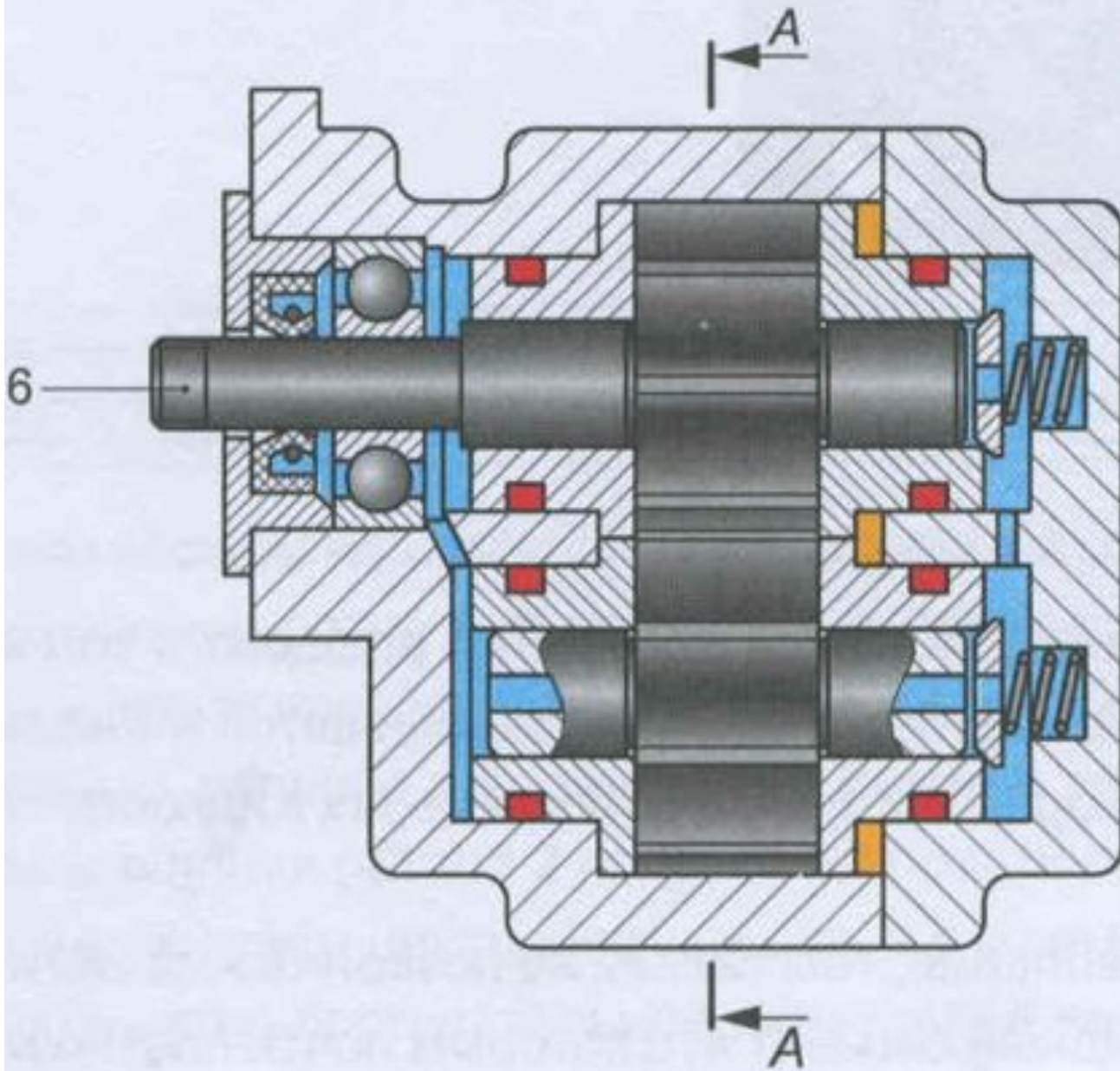
Амплитуда пульсаций давления по СКЗ снижена до 66,4% .



На входе в насос

Амплитуда пульсаций давления по СКЗ снижена до 56,6% .





# ВЫВОДЫ

- Классификация насосов;
- Плюсы, минусы;
- Регулируемость;
- Вредные факторы;
- Уровень шума.