

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА  
«ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО НАСОСА»

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета  
в качестве методических указаний*

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2011

УДК  
ББК

Составители: *Л.В. Родионов, В.Я. Свербилов,*

***Методические указания для курсового проекта «Проектирование объемного насоса»:*** метод. указания / сост.: [*Л.В. Родионов и др.*] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 32 с. : ил.

В практикум вошли указания, посвященные изучению объемного насоса

Методические указания предназначены для студентов обучающихся по специальности: 150802 «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», изучающих курсы «Объемные гидромашины и гидропередачи», «Гидравлический привод и средства автоматике» и «Информационные технологии».

Методические указания разработаны на кафедре автоматические системы энергетических установок.

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2011

## Введение

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства тесно связан и в значительной степени определяется уровнем развития машиностроения. На основе этого развития осуществляется комплексная механизация в промышленности, сельском хозяйстве, строительстве, транспорте. Огромную роль здесь играет гидрофикация в промышленности. Уделяется особое внимание усовершенствованию и развитию конструкций гидравлических машин, указываются направления и требования, которые необходимо учитывать при проектировании новых машин. Особое место здесь занимают объемные гидравлические машины, которые можно по праву считать наиболее совершенными среди ряда аналогичных машин. Проектируемые гидравлические машины должны иметь наиболее высокие эксплуатационные показатели (производительность, КПД), минимальный расход материалов при наименьшей массе и габаритах, высокую надежность. Они должны быть экономичными как в процессе производства, так и в процессе эксплуатации, удобными и безопасными в обслуживании, допускать стандартизацию деталей и сборочных единиц.

Весьма различные ОГМ в большинстве своем состоят из однотипных по служебным функциям деталей и сборочных единиц. Отсюда следует, что одни и те же методы анализа, расчета и проектирования могут быть применены в различных отраслях техники.

При проектировании ОГМ производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты изделия на прочность, решают вопросы, связанные с выбором материала и наиболее технологических форм деталей, освещаются вопросы сборки и разработки сборочных единиц ГМ.

Выполнение курсового проекта по ОГМ – самостоятельная творческая работа по решению комплексной инженерной задачи. Знания и опыт, приобретенные при выполнении этого проекта, являются базой для выполнения дипломного проектирования. Вместе с тем работа над курсовым проектом по ОГМ подготавливает к решению более сложных задач общетехнического характера, с которыми будущий инженер встретится в своей практической деятельности по окончании университета.

Исходным документом при проектировании является техническое задание. Данные, представленные в техническом задании, определяют конструктивные размеры проектируемой машины.

Выполнение курсового проекта «Проектирование объемного насоса» является одним из основных этапов образовательной программы специальности 150802.

Наряду с оценкой содержательной части курсового проекта принимается во внимание способность студента самостоятельно работать с технической литературой, использовать знания и навыки, приобретенные при изучении таких дисциплин, как «Инженерная графика», «Детали машин», «Технология машиностроения», «Высшая математика» и др.

Основными задачами работы является предоставление систематизированной последовательности расчетов, позволяющих выполнить курсовую работу в соответствии с общепринятыми методиками выполнения курсового проекта «Проектирование объемного насоса»

Неоднозначность сочетаний параметров ГМ объемного действия, обеспечивающих их высокие технико– экономические показатели, целый ряд ограничений по условиям пульсаций подачи или крутящего момента, по условиям всасывания или кавитации, по минимально допустимым значениям объемного и механического КПД связаны при курсовом и дипломном проектировании с большой вычислительной работой

### **Последовательность расчета основных параметров объёмных гидромашин**

Основными параметрами объемных гидромашин являются расчетная  $Q_m$  и фактическая  $Q_{эф}$  подачи, угловая скорость вращения вала  $\omega$ , рабочее давление  $p$ , крутящий момент  $M$  и мощность  $N$ . При расчете насосов исходными являются параметры  $Q_{эф}$  и  $p$ , при расчёте гидромоторов - параметры  $M_{эф}$  и  $\omega$ .

При проектировании новой машины следует максимально использовать данные отработанных прототипов машин, характеристики которых известны, т. е. ограничить работу лишь специфическими (характерными) для данного конструкторского задания узлами машины. Во всех случаях вопросы проектирования новой машины следует рассматривать с учетом тенденций и перспектив развития и расширения существующих параметров.

#### **1.1 Область применения радиально - поршневых гидромашин.**

**При определении области применения объемных гидромашин учитывают:**

- конструкцию и технологическую сложность гидромашин;
- эксплуатационные качества: плавность хода, простоту управления, долговечность, надежность;
- предельное значение основных параметров: давления, частоты вращения, КПД;
- возможность регулирования, реверсирования и т.д.

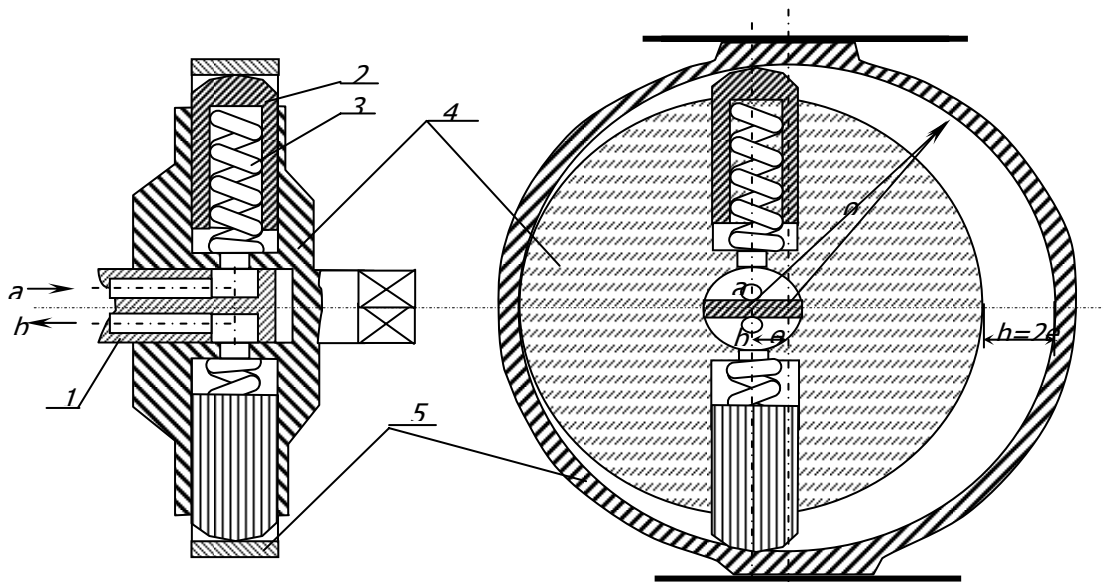


Рис 1.1 Полуконструктивное изображение качающего узла роторного радиально-поршневого насоса. 1 – распределительная цапфа; 2 – поршень; 3 – пружина; 4 – ротор; 5 – статорное кольцо; *a, b* – каналы подвода и отвода рабочей жидкости; *e* – эксцентриситет; *h* – ход поршня..

Радиально- поршневые гидромашины используют там, где требуются большие расходы рабочей жидкости, большие крутящие моменты при малой частоте вращения вала гидромашины.

Радиально – поршневые насосы и гидромоторы как в регулируемом, так и в нерегулируемом вариантах изготавливают мощностью до 5000 кВт с расходом жидкости до 8000 л/мин, крутящим моментом до  $5 \cdot 10^3$  Н м, с минимальной частотой вращения до  $1 \text{ мин}^{-1}$ .

## 1.2 Расчет радиально-поршневого насоса с цапфовым распределением.

Предлагается следующая последовательность расчета, методику которого можно распространить также и на насосы иных типов.

Исходными данными являются частота вращения  $n$ , эффективная (полезная) подача  $Q_{эф}$ , давление нагнетания  $p_n$  и величины объёмного  $\eta_o$  и механического  $\eta_{мех}$  КПД.

1. По заданной эффективной подаче  $Q_{эф}$  определяется теоретическая (расчетная) подача  $Q_m$ .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_{об}} \quad (1.1)$$

2. Исходя из заданной частоты вращения  $n$ , определяют рабочий объем насоса  $q$

$$q = \frac{Q_m}{n} \quad (1.2)$$

Для поршневых (плунжерных) гидромашин изменение рабочей камеры за один оборот описывается выражением:

$$q = fhz = \frac{\pi d^2}{4} hz = \frac{\pi d^2}{4} 2ez \quad (1.3)$$

где  $f, d$  – площадь поршня (цилиндра), и его диаметр;

$h$  – ход поршня,  $h=2e$ ;

$z$  - суммарное количество поршней во всех рядах,  $z = \sum_{i=1}^k z_i$

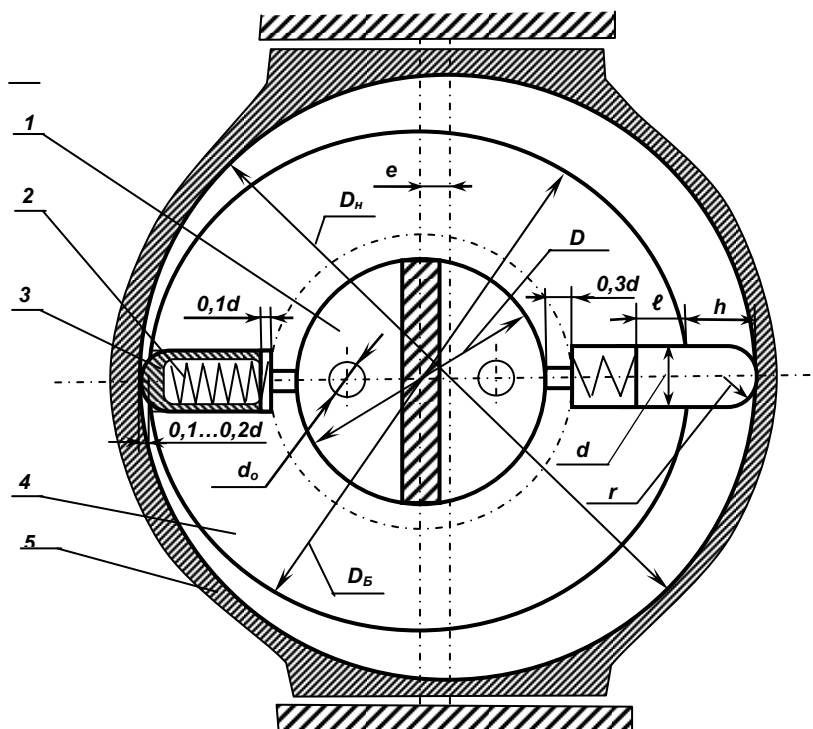


Рисунок 1.2 Расчетная схема роторной радиально-поршневой ОГМ

При определении значений параметров, входящих в уравнение (1.3) учитываются конструктивные особенности элементов, образующих рабочую камеру и данные практики. В частности, число цилиндров  $z_i$  в одном ряду (в одной плоскости) выбирают от 5 до 11 (влияет на диаметр поршня  $d$ ). Число рядов  $k$  цилиндров - от одного до трех и редко - до пяти.

(Для машин с несколькими циклами работы за один оборот, при определении рабочего объёма эту кратность необходимо учитывать)

3. Далее из уравнения (3) определяется диаметр поршня :

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi zh}} = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi zi}} \quad (1.4)$$

где  $i = \frac{h}{d}$  - конструктивный параметр (обычно  $i = 1 \dots 1,5$ ).

Вычисленное значение  $d$  округляется до ближайшего значения по действующим ГОСТам, а значение  $h$  - до ближайшего четного числа миллиметров, обеспечивая при этом минимальные расхождения требуемого и полученного значений  $q$ .

4. При применении *цилиндрического золотника* распределение осуществляется через выполненные в *цанфе* окна, с которыми при вращении блока поочередно соединяются рабочие камеры через отверстия в донышках цилиндров. Через осевые каналы эти окна соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями (для насоса). При расчете сечения каналов исходят

из допустимой скорости потока жидкости во всасывающих каналах, которая для самовсасывающих насосов  $v_{дон} = 3...4$  м/с, в ГМ с подпиткой – до  $v_{дон} = 6$  м/с.

$$d_o \geq 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v_{дон}}} \quad (1.5)$$

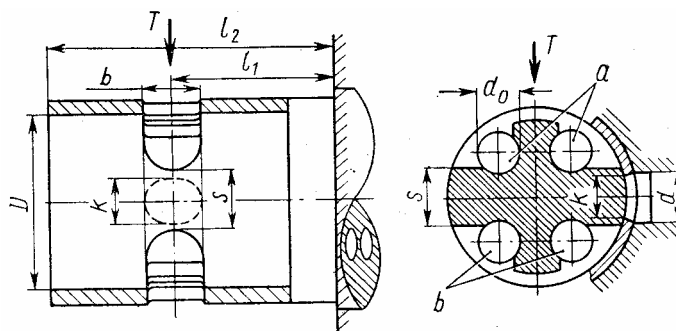


Рис.1.3 Опорно-распределительная цапфа

5. Наружный диаметр распределительной цапфы зависит от количества осевых отверстий  $a$  и  $b$  и их диаметра  $d_o$  и прочности цапфы под действием боковой нагрузки  $T$ .

Диаметр цапфы  $D$  может быть принят по эмпирическому выражению, исходя из рабочего объёма:

$$D = k \sqrt[3]{q^2} + b_0 \sqrt[3]{q} \quad (1.6)$$

где  $k=0,206$  и  $b_0=1,31$  для давлений до 7,5 МПа

$k=0,04$  и  $b_0=1,5$  для давлений до 15 МПа

Размер окон всасывания выбирают из условия неразрывности потока при средней скорости поршня не выше 2,2 - 2,5 м/с.

При выборе длины консольной части обычно выдерживают следующие соотношения (рис. 1.3):  $l_2 \approx (2...2,5)D$ ;  $l_1 \approx (1,5...1,9)D$ ;  $b \approx (0,3...0,4)D$ .

Ширина перемычки должна обеспечить надёжное отсекание каналов от цилиндров и надёжное заполнение рабочих камер. Это условие выражают углами перекрытия  $\varphi$  и  $\delta$  между осями цилиндра при положениях, соответствующих полной отсечке его окна от окон  $a$  и  $b$  в начале (сплошная) и в конце (штрих-линия) перехода цилиндром зоны перемычки.

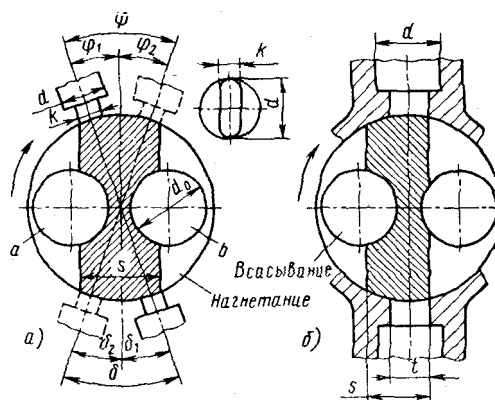


Рис.1.4 Расчётные схемы распределительной цапфы РРПН

вверху:  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$

внизу:  $\delta = \delta_1 + \delta_2$

где  $\varphi_1$  и  $\delta_1$  – углы упреждения;  $\varphi_2$  и  $\delta_2$  – углы запаздывания.

В случае симметричного исполнения величину перекрытия можно принять  $m = s$ -  
 $k \approx 0,03D...0,05D$ .

Далее цапфа проверяется на прочность и деформацию для данной нагрузки. Расчёт цапфы на прогиб от действия усилий реакции  $T$  выполняют из условия предотвращения заклинивания

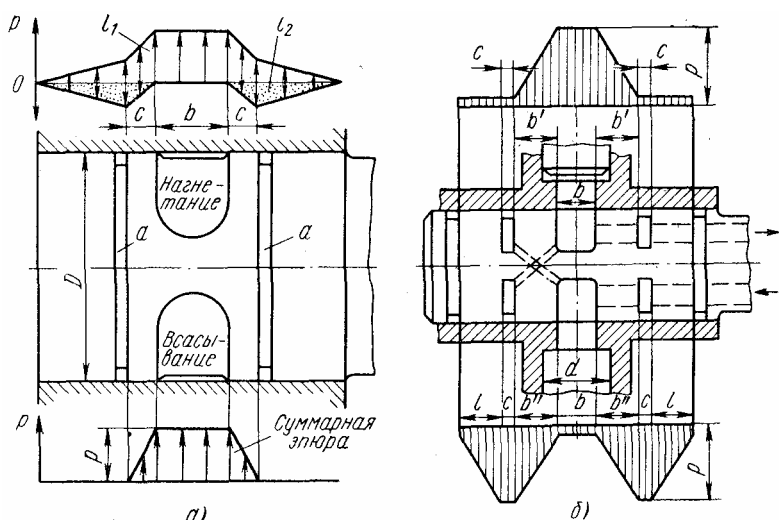


Рис.1.5 Схема распределительной цапфы с гидростатической разгрузкой

скользящей пары “ротор-цапфа”.

Цапфу рассматривают как консольную балку, принимая допустимое напряжение на изгиб  $\sigma=80... 120 \text{ МПа}$ .

Для уменьшения сил, действующих на цапфу, применяют гидростатическую разгрузку. Для этого на поверхности цапфы выполняют канавки (круговые или некруговые), соединенные с полостями высокого или низкого давления.

6. При проектировании блока цилиндров необходимо обеспечить заделку плунжера при крайнем выдвинутом его положении, чтобы устранить возможность смятия цилиндра под действием боковой силы и обеспечить герметичность соединения. Минимальная величина заделки  $L$  поршня в выдвинутом его положении должна быть не менее  $L \geq (1,5...2)d$ .

В соответствии с этим длина цилиндра (глубина расточки в роторе)

$$L_{ц} = 0,1d + h + (1,5...2)d \quad (1.7)$$

Следовательно, для схемы цилиндрического блока, приведенной на рис. 1.2, внешний диаметр блока цилиндров

$$D_{б} = D + 2 L_{ц} + 0,6d \quad (1.8)$$

7. Общая длина поршня  $L_n$  плунжерного типа должна быть такой, чтобы он в утопленном положении выступал из цилиндра на  $(0,1...0,2) d$ . В соответствии с этим длина поршня

$$L_n = h + (1,5...2)d + (0,1...0,2)d = h + (1,6...2,2)d \quad (1.9)$$

8. Радиус сферы головки плунжера обычно принимают

$$r = (1,5...2,5)d \quad (1.10)$$

9. Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца может быть принят как

$$D_n = 2R = 0,075\sqrt[3]{q^2} + b_n\sqrt[3]{q} \quad (1.11)$$

где  $b_n = 6,9$  при давлениях до  $7,5 \text{ МПа}$ ;

$b_n = 7,8$  при давлениях до  $15 \text{ МПа}$ .

При проектировании гидромотора по заданному эффективному моменту  $M_{эф}$  на его валу и механическому КПД  $\eta_{мех}$  сначала подсчитывается теоретический момент



$$M_m = \frac{M_{эф}}{\eta_{мех}} \quad (1.12)$$

Значение КПД  $\eta_{мех}$  обычно выбирается равным 0,85-0,9. Далее выбирается рабочее давление  $p$  и определяется рабочий объём машины  $q$ .

$$q = \frac{2\pi M_m}{p} \quad (1.13)$$

Расчёт прочих параметров гидромотора производится так же, как и расчёт насоса.

## 2. Последовательность расчета основных параметров аксиально-поршневой гидромашины

### 2.1 Расчет поршневой группы

Исходными параметрами являются частота вращения  $n$ , эффективная (полезная) подача  $Q_{эф}$ , давление нагнетания  $p_n$  и величины механического  $\eta_{мех}$  и объёмного  $\eta_o$  КПД.

2.1.1 По заданной эффективной подаче  $Q_{эф}$  определяется теоретическая (расчетная) подача  $Q_m$ .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_o} \quad (2.1)$$

2.1.2 Исходя из заданной частоты вращения  $n$ , определяют рабочий объём насоса  $q$

$$q = \frac{Q_m}{n} \quad (2.2)$$

2.1.3 Далее определяется диаметр поршня  $d$ . Исходим из того, что для поршневых гидромашин изменение рабочей камеры за один оборот описывается выражением:

$$q = fhz = \frac{\pi d^2}{4} hz \quad (2.3)$$

где  $f, d$  – площадь поршня (цилиндра), и его диаметр;

$h$  – ход поршня;

$z$  – количество поршней.

Следовательно, диаметр одного поршня находим как:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{q}{zh}} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{q}{zi}} \quad (2.4)$$

где  $i = \frac{h}{d}$  – конструктивный параметр (обычно  $i = 1 \dots 2$ ).

При определении значений параметров, входящих в уравнение (2.3) учитываются конструктивные особенности элементов, образующих рабочую камеру и данные практики.

Вычисленное значение  $d$  округляется до ближайшего значения по действующим ГОСТам, а значение  $h$  – до ближайшего четного числа миллиметров, обеспечивая при этом минимальные расхождения требуемого и полученного значений  $q$ .

Для расчета диаметра  $d$  поршня гидромотора, исходя из его рабочего объема  $q$  (расчетного расхода за один оборот), используют практическое выражение

$$d = (1,4 \dots 1,5) \sqrt[3]{\frac{q}{z^2 \operatorname{tg} \gamma \eta_o}} \quad (2.5)$$

где  $\gamma$ - угол наклона шайбы;

$\eta_o$ - объемный КПД гидромотора.

Диаметр поршня гидромотора, исходя из крутящего момента  $M$ , можно так же рассчитывать по формуле

$$d = (2,7 \dots 2,8) \sqrt[3]{\frac{M}{z^2 (p_n - p_{сл}) \operatorname{tg} \gamma \eta_{мех}}} \quad (2.6)$$

где  $p_n$  и  $p_{сл}$  - давление в нагнетательной и сливной полостях гидромотора;

$\eta_{мех}$ - механический к. п. д. гидромотора.

Рекомендуемое число цилиндров гидромотора выбирают из приведенного ряда:

Расход на один оборот в $\text{см}^3$	До 100	100-250	Свыше 250
Рекомендуемое число цилиндров $z$	7	9	11

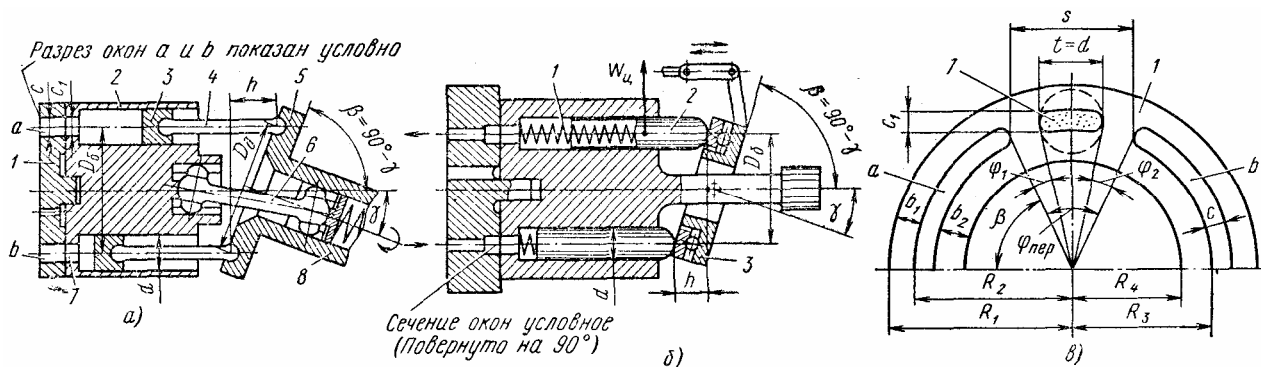


Рис. 2.1. Схемы аксиально-поршневых насосов

2.1.4 Определяются параметры цилиндрического блока. Для улучшения условий подвода жидкости в цилиндры диаметр  $D_0$  окружности, на которой расположены оси цилиндров, должен быть минимальным. Однако при этом необходимо сохранить оптимальную толщину ( $a=0,2d$ ) стенки между цилиндрами, чтобы была обеспечена жесткость цилиндрического блока.

2.1.4.а В ОГМ с наклонным блоком диаметр  $D_0$  окружности центров заделки шатунов в шайбе найдем из выражения:

$$D_{\delta} = \frac{h_{\delta \max}}{\sin \gamma} \quad (2.7)$$

где  $\gamma$  - угол между осями цилиндрического блока и приводного вала;

$h_{\delta \max}$  – максимальный ход поршня, принимаем как  $h_{\delta \max} = h = id$ .

Диаметр  $D_{\delta}$  окружности центров размещения поршней в цилиндрическом блоке рационально принимать с учетом дезаксиала:

$$D_{\delta} = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot (1 + \cos \gamma) \quad (2.8)$$

2.1.4.6 Для ОГМ с наклонным диском диаметр  $D_{\delta}$  окружности центров размещения поршней в цилиндрическом блоке рассчитывают как

$$D_{\delta} = \frac{h_{\delta \max}}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (2.9)$$

$\gamma$  - угол между осями наклонного диска и приводного вала;

2.1.5 Наружный диаметр  $D_p$  блока (ротора) принимают из соотношения:

$$D_p = D_{\delta} + 1,6 d \quad (2.10)$$

Это соотношение приведено из расчёта, что толщина стенки между цилиндрами составляет  $a = 0,2d$ , (т.е. должно выполняться условие, что  $D_{\delta} = (0,35 \dots 0,4) dz$ ), а толщина стенки между зеркалом цилиндра и наружной поверхностью цилиндрического блока  $b = 0,3d$ , где  $d$  - диаметр цилиндра.

2.1.6 При проектировании блока цилиндров необходимо обеспечить заделку плунжера при крайнем выдвинутом его положении, чтобы устранить возможность смятия цилиндра под действием боковой силы и обеспечить герметичность соединения. Минимальная величина заделки  $L$  поршня в выдвинутом его положении должна быть не менее  $L \geq (1,5 \dots 2)d$ .

В соответствии с этим длина цилиндра (глубина расточки в роторе)

$$L_q = 0,1d + h + (1,5 \dots 2)d \quad (2.11)$$

2.1.7 Толщину дна цилиндра рекомендуют принять равной  $0,3 d$ , следовательно, длина ротора (цилиндрического блока) составляет:

$$L_p = 0,1d + h + (1,5 \dots 2)d + 0,3d = (i + 1,9 \dots 2,4)d \quad (2.12)$$

2.1.8 Общая длина поршня  $L_n$  плунжерного типа должна быть такой, чтобы он в утопленном положении выступал из цилиндра на  $(0,1 \dots 0,2) d$ . В соответствии с этим длина поршня

$$L_n = h + (1,5 \dots 2)d + (0,1 \dots 0,2)d = h + (1,6 \dots 2,2)d \quad (2.13)$$

2.1.9 Радиус сферы головки плунжера обычно принимают

$$r=(1,5\dots2,5)d \quad (2.14)$$

## 2.2 Проектирование и расчет распределительного узла

В аксиально-поршневых ОГМ, как правило, преобладает применение торцевого распределения рабочей жидкости. Поскольку цилиндрический блок у проектируемого насоса вращается, упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна а и б в распределительном золотнике 1 и каналы (отверстия) 7 в донышках цилиндрического блока (на рисунке канал показан условно).

При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного золотника. При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами а или б золотника и через них – с магистралями всасывания и нагнетания.

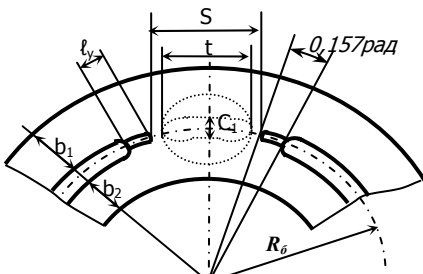


Рисунок 2.2 Распределительный золотник

половине диаметра поршня:

2.2.1 Исходя из условия, что длина дроссельных канавок (усиков)  $l_y$  (рис. 2.2) на распределительном золотнике определяется углом  $\delta=8\dots10^\circ=0,134\dots0,174 \text{ рад}$ , можно использовать выражение

$$l_y = \delta \cdot R_\delta = 0,067\dots0,087 D_\delta \quad (2.15)$$

2.2.2 Ширина распределительного окна  $C_I$  (ширина отверстия в донышке цилиндра) обычно выбирается равной

$$C_I = 0,5d. \quad (2.16)$$

2.2.3 Длина  $t$  отверстия в донышке цилиндра может приниматься равной диаметру или превышать его из условия, что угол охвата отверстия (окна) больше угла охвата окружности цилиндра на  $4\dots6^\circ$  (или на  $0,0698\dots0,104 \text{ радиан}$ ). Тогда величина  $t$  определяется как:

$$t = \left[ \frac{d}{R_\delta} + (0,0698\dots0,104) \right] \cdot R_\delta = \left[ \frac{d}{D_\delta} + (0,0349\dots0,052) \right] \cdot D_\delta \quad (2.17)$$

2.2.4 Ширина  $s$  перевальной перемычки выбирается из условия отрицательного положительного или нулевого перекрытия ( $s < t$ ,  $s > t$  или  $s = t$  соответственно). Предпочтение отдается положительному перекрытию, которое для реверсивного гидромотора может составлять  $1^\circ$ , а для нереверсивного -  $2^\circ$ . В этом случае:

$$\text{для реверсивного ГМ} \quad s = t_0 + 0,01745 \cdot R_\delta = t_0 + 0,008725 \cdot D_\delta; \quad (2.18)$$

$$\text{для нереверсивного ГМ} \quad s = t_0 + 0,0349 \cdot R_\delta = t_0 + 0,01745 \cdot D_\delta. \quad (2.19)$$

2.2.5 Ширина  $b_I$  наружного уплотняющего пояска принимается из соотношения:

$$b_I = 0,125d \quad (2.20)$$

2.2.6 Ширина  $b_2$  внутреннего уплотняющего пояса с учетом неравномерности износа (вследствие разности окружных скоростей) выполняется равной или меньшей ширине  $b_1$ :

$$b_2 = (1 \dots 0,8) b_1 \quad (2.21)$$

Толщина упорно-распределительного диска (золотника) принимается исходя из конструктивных соображений.

### 2.3 Расчет каналов нагнетания и всасывания.

При расчете диаметров каналов исходят из допустимой скорости потока жидкости во всасывающих, нагнетательных и сливных каналах.

Например, для самовсасывающих насосов скорость жидкости во всасывающем трубопроводе находится в пределах  $v_{вс}=1,5 \dots 3$  м/с.

В том случае, если проектируемая ОГМ является реверсивной, диаметры каналов следует принять равными, исходя из минимальной скорости.

В общем случае диаметр канала определяем по формуле:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\max}}{v \cdot \pi}} \quad (2.22)$$

где  $v$  – скорость рабочей жидкости в канале.

### 2.4 Вопросы изготовления деталей аксиально-поршневых насосов

Для изготовления скользящих пар аксиально-поршневых насосов в большинстве случаев применяют пару сталь - бронза. Упорно-распределительный диск (золотник) изготавливают в основном из стали X12Ф1 в паре с цилиндрическим блоком из оловянисто-свинцовой бронзы. В насосах больших размеров из бронзы изготавливают лишь трущиеся поверхности блока (втулки цилиндров и торцовую опору), сам же блок изготавливают из стали типа 12ХНЗА. В насосах малого размера цилиндрический блок изготавливают целиком из бронзы, в частности, из сурьмянистой бронзы ( $HB \geq 60$ ), в паре с распределительным диском (золотником) из стали ХВГ ( $HRC > 60$ ).

Применяются также распределительные диски из нитрированной стали ( $HRC 60 \dots 62$ ) в паре с цилиндрическим блоком из свинцовисто-оловянистой или сурьмянистой бронзы. В этом случае поршни изготавливают из цементируемой стали 12 ХНЗА с твердостью рабочих поверхностей  $HRC 58$  или из стали ХВ2, имеющей без специального поверхностного упрочнения твердость  $HRC 55 \dots 60$ .

Для улучшения приработки и уменьшения износа торцы бронзовых цилиндрических блоков и распределительных дисков обычно покрывают тонким слоем (в несколько микрон) антифрикционных материалов (серебром, индием с подслоем свинца и свинцом). Для снижения

трения и повышения стойкости к загрязнениям в насосах, предназначенных для работы при температуре жидкости от - 54 до +427<sup>0</sup> С, стальные детали покрывают серебром.

Для обеспечения достаточной прочности цилиндрического блока и для удовлетворения одновременно с этим антифрикционных требований по качеству скольжения применяют стальные цилиндрические блоки с наплавкой поверхностей трения (внутренних поверхностей цилиндров и торца) антифрикционным цветным металлом. Сопряженные с цилиндром детали (поршень и распределительный золотник) в этом случае изготавливаются также из стали.

Поршни изготавливают часто также из шарикоподшипниковой стали ШХ15 с закалкой до HRC62...64. Для стального цилиндрического блока (HRC60) поршни изготавливают обычно из бериллиевой бронзы.

Для условий эксплуатации при высоких температурах (>150<sup>0</sup>С) поршни и гильзы покрывают серебром. Для изготовления же насосов, предназначенных для работы при температурах выше 500<sup>0</sup>С, применяют никелевые сплавы.

Обработка торцов упорно-распределительного диска обычно производится по 8...9-му, а цилиндрического блока - по 9...10-му классам чистоты. Обработка рабочих поверхностей поршней и цилиндров обычно находится в пределах 10...12-го класса чистоты. Поршень помещают в цилиндр с диаметральной зазором в пределах 0,010...0,015 мм. При обработке торцовых поверхностей необходимо выдержать плоскостность опорных торцов цилиндрического блока и распределительного диска, а также их перпендикулярность к осям вращения; непрямолинейность этих поверхностей не должна превышать 0,005 мм.

Окружные скорости на трущихся торцовых поверхностях не должны превышать 8...10 м/с, среднее значение скорости движения поршней в цилиндрах 4...6 м/с.

Особо следует указать на недопустимость люфтов в поршневой группе, которые могут образовываться при некачественной завальцовке сферических головок шатунов в поршнях. Эти люфты могут нарушить фазораспределение, а также вызвать в результате ударного действия на поршни давления жидкости дополнительные динамические нагрузки, снижающие механическую прочность насоса. В частности наблюдаются случаи разрушения по этой причине поршневых шатунов.

Поршень соединяют со сферическим поршневым штоком обычно с помощью завальцовки. Это соединение должно быть достаточно жестким и прочным, чтобы преодолеть действующие в данном соединении силы, к которым относятся: усилие, развиваемое вакуумом в цилиндре, силы инерции поршня и силы трения его в цилиндре.

## **2.5 Кинематика аксиально – поршневых гидравлических машин.**

Кинематика аксиально – поршневых гидромашин описывается довольно громоздкими формулами, которые при практическом использовании в инженерных расчетах обычно

заменяются более простыми. Такие уравнения получаются в результате анализа упрощенных кинематических схем ГМ.

2.5.1. Средняя подача (расход) аксиально – поршневых гидравлических машин (АПГМ) с наклонным диском.

Конструктивная подача  $Q_T$  таких ГМ определяется зависимостью

$$Q_T = f \cdot h \cdot z \cdot n \quad (2.23)$$

где  $f$  площадь цилиндра гидравлической машины;

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.24)$$

$d$  – диаметр цилиндра;

$h$  – перемещение поршня.

$$h = 2R_\delta \operatorname{tg} \gamma = D_\delta \operatorname{tg} \gamma \quad (2.25)$$

$\gamma$  - угол наклона диска;

$D_\delta$  - диаметр расположения осей блока цилиндров;

$z$  - число цилиндров;

$n_n$  - частота вращения вала гидромашин.

Максимальная конструктивная подача насоса  $Q_{H \max}$  при заданных  $d$ ,  $z$ , и  $n$  будет зависеть от максимального угла наклона диска  $\gamma_{H \max}$ .

$$Q_{H(T)} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_\delta \operatorname{tg} \gamma_{\max} \cdot z \cdot n_n = V_{OH} \cdot n \quad (2.26)$$

где  $V_{OH}$  - максимальный рабочий объем гидромашин

$$V_{OH} = \frac{\pi d^2}{4} D_\delta \cdot \operatorname{tg} \gamma_{\max} \cdot z \quad (2.27)$$

2.5.2. Кинематика аксиально – поршневых гидромашин с наклонным диском

При расчетах АПГМ с наклонным диском и опорой поршней через сферическую головку и опорные башмаки (наиболее распространенная в машиностроении конструкция) допускают, что при вращении блока цилиндров, точки контакта поршней с наклонным диском находятся на осях поршней. В этом случае все расчеты производятся исходя из диаметра блока цилиндров  $D_\delta$ .

Соответственно, значения перемещения –  $X$ , скорости –  $X'$  и ускорения –  $X''$  при повороте блока цилиндров ГМ на угол  $\alpha = \omega \cdot t$  относительно положения, соответствующего началу нагнетания рабочей жидкости, можно вычислить из зависимостей

$$X = \frac{D_\delta}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma (1 - \cos \alpha)$$

$$X' = \frac{dx}{dt} = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \alpha \quad (2.28)$$

$$X'' = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \omega^2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \alpha$$

где  $\omega$  - угловая скорость поворота блока цилиндров.

Подача (расход)  $Q_T$ , без учета объемных потерь рабочей жидкости в АПГМ, имеет неравномерный пульсирующий характер и складывается из подач рабочей жидкости в отдельных цилиндрах ГМ, совершающих рабочий цикл в момент времени  $t$ .

$$Q_T = f \cdot \sum_{i=1}^k X_i = f \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i = f \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{\sin \left[ \alpha_1 + (K-1) \frac{\pi}{z} \right] \cdot \sin \frac{K\pi}{z}}{\sin \frac{\pi}{z}}$$

где  $\alpha_i$  - угол поворота 1-го цилиндра в полости нагнетания;

$K$  – число цилиндров гидромашин, находящихся в момент времени  $t$  в полости нагнетания.

Если общее число цилиндров – четное, то

$$Q_T = f \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \frac{\cos \left( d_i - \frac{\pi}{z} \right)}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.29)$$

При нечетном числе цилиндров

$$Q_T = f \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma \frac{\cos \left( d_i - \frac{\pi}{2z} \right)}{2 \sin \frac{\pi}{2z}} \quad (2.30)$$

Мгновенная подача (расход) рабочей жидкости описывается кусочно – непрерывной функцией в виде отрезков синусоид.

### 2.5.3. Кинематика аксиально – поршневых гидромашин с наклонным блоком

Средняя подача (расход)  $Q_{cp}$  рабочей жидкости, без учета объемных потерь мощности ГМ, определяется зависимостью

$$Q_{cp} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_{\delta} \cdot \sin \gamma \cdot z \cdot n \quad (2.31)$$

где  $D_{\delta}$  - диаметр окружности центров заделки шатунов во фланце вала.

Максимальная средняя подача (расход) рабочей жидкости таких гидромашин определяется по формуле

$$Q_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D_{\delta} \cdot \sin \gamma_{\max} \cdot z \cdot n \quad (2.32)$$

где  $\gamma_{\max}$  - максимальный угол наклона блока цилиндров,



$$\gamma_{\max} = 25 \dots 30^\circ;$$

$z$  – число цилиндров (предпочтительно выбираем нечетным).

Для регулируемых и реверсивных гидравлических машин

$$Q_{cp} = U \cdot V_o \cdot n \quad (2.33)$$

где  $V_o$  - рабочий объем;

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} D_o \cdot \sin \gamma_{\max} \cdot z$$

$U$  – параметр регулирования.

$$-1.0 \leq -U \leq 0 \leq +U \leq +1.0$$

Значения перемещения поршней -  $x$ , скоростей их движения -  $x'$  и ускорения -  $x''$  относительно положения соответствующего началу нагнетания рабочей жидкости при повороте блока цилиндров на угол  $\alpha = \omega \cdot t$  будут

$$x = \frac{D_o}{2} (1 - \cos \alpha) \sin \gamma$$

$$x' = \frac{D_o}{2} \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \quad (2.34)$$

$$x'' = \frac{D_o}{2} \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha$$

$$x_{\max} = 2 \cdot \frac{D_o}{2} \sin \gamma_{\max} = D_o \cdot \sin \gamma_{\max} \quad \text{при } \alpha = k\pi; k = 0; 1 \dots n$$

$$x_{\max}' = \frac{D_o}{2} \cdot \omega \cdot \sin \gamma_{\max} \quad \text{при } \alpha = \frac{2k-1}{2} \pi; \quad k=1; 2 \dots$$

$$x_{\max}'' = \frac{D_o}{2} \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma_{\max} \quad \text{при } \alpha = k\pi; \quad k=0; 1; 2 \dots$$

Величина ускорения должна учитываться при расчете условий «неразрывности потока» рабочей жидкости во всасывающей гидролинии и в самих цилиндрах.

Ускорение поршней во вращательном (переносном) движении  $i_n$  направленно к центру вращения (центростремительное ускорение) блока цилиндров и равно

$$I_n = \omega^2 \rho \quad (2.35)$$

где  $\rho$  - расстояние от выбранной точки до оси блока цилиндров.

Для точек, находящихся на оси вращения

$$I_n = \omega^2 \cdot R_o \quad (2.36)$$

где  $R_o$  - радиус блока цилиндров.

Графическая интерпретация функции  $x=f(d)$ ,  $x'=f(d)$ ,  $x''=f(d)$  аналогична графической зависимости таких функций для гидромашин с наклонным диском.

$$Q_T = f \frac{D_\sigma}{2} \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i \quad (2.37)$$

где  $\sum_{i=1}^k \sin \alpha_i$  в зависимости от величины  $K$ , будет определяться, соответственно, формулами (2.25)...(2.30).

Конструктивной особенностью АПГМ с наклонным блоком является так называемый дезоксиал под которым понимается отношение  $K=D_\sigma/D_\sigma$ , причем  $D_\sigma > D_\sigma$ . Это неравенство при оптимальном  $K$ , практически исключает влияние колебательного движения шатунов на подачу (расход)рабочей жидкости ГМ.

Рациональная величина дезоксиала оценивается зависимостью

$$K = \frac{2}{1 + \cos \gamma_{\max}} \quad (2.38)$$

При соблюдении этого условия закон колебательного движения поршней аксиально – поршневых ГМ с наклонным блоком приближается к моногармоническому.

Для аксиально – поршневых насосов с наклонным блоком, у которых  $\gamma_{\max} = 30^\circ$ , величину  $K$  выбирают в пределах 1.055...1.072. Для гидромоторов этого типа  $K=1.072$ .

## 2.6 Определение сил и крутящих моментов в аксиально – поршневых ГМ.

Из условия равновесия аксиально–поршневой гидромашины с наклонным диском, следует, что

$$\bar{P} = \bar{N} + \bar{T} \quad (2.39)$$

где  $P$  сила давления рабочей жидкости;

$$P = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.40)$$

где  $p$  – давление рабочей жидкости;

$N$  – нормальная составляющая силы  $P$ , которая нагружает опору наклонного диска и определяет величину контактных напряжений в сопряженных парах.

$$N = \frac{P}{\cos \gamma} \quad (2.41)$$

Сила  $N$  зависит от угла наклона диска и практически не зависит от угла поворота блока цилиндров;

$T$  – составляющая силы  $P$ , формирующая крутящий момент на валу гидравлической машины.

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (2.42)$$

Крутящий момент  $M_i$  - развиваемый  $i$  – ым поршнем рассматриваемой ГМ составляет величину

$$M_i = T \cdot \rho_i = P \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \sin \alpha_i \quad (2.43)$$

где  $\rho_i$  - плечо силы  $T_i$ , зависящее от угла поворота  $\alpha_i$  блока цилиндров:

$$\rho_i = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \sin \alpha_i$$

Суммарный крутящий момент  $M_{\text{гм}}$  гидравлической машины может быть вычислен из зависимости:

$$M_{\text{зм}} = (p_n - p_e) \cdot f \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i \quad (2.44)$$

где  $p_n$  и  $p_e$  - давление рабочей жидкости соответственно в полостях нагнетания и всасывания.

Для гидравлических машин с наклонным блоком, условие равновесия в статическом режиме их работы запишется зависимостью:

$$\bar{P} = \bar{N} + \bar{T}$$

где  $N$  – составляющая сила, нагружающая опору вала

$$N = P \cdot \cos \gamma \quad (2.45)$$

$T$  – сила, формирующая крутящий момент

$$T = P \cdot \sin \gamma \quad (2.46)$$

Суммарный крутящий момент, развиваемый такой ГМ может быть записан в форме:

$$M_{\text{зм}} = (p_n - p_e) \cdot f \cdot \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \sin \gamma \cdot \sum_{i=1}^k \sin \alpha_i \quad (2.47)$$

где  $D_{\delta}$  - диаметр заделок шатунов во фланце вала.

### 3. Последовательность расчета основных параметров пластинчатых гидромашин

При расчете гидронасосов исходными параметрами являются частота вращения  $n$ , эффективная (полезная) подача  $Q_{\text{эф}}$ , давление нагнетания  $p_n$  и величины механического  $\eta_{\text{мех}}$  и объёмного  $\eta_o$  КПД.

3.1.1 Для многопластинчатого насоса однократного действия выражение для определения теоретической производительности имеет вид:

$$Q_m = 2ben(\pi D - sz) \quad (3.1)$$

где  $b, z$  и  $s$  – ширина, количество (рекомендуется от 7 до 16) и толщина пластин;  
 $D$  - диаметр направляющей (статора);  
 $e$  - эксцентриситет.

Эта зависимость является базовой и показывает взаимосвязь геометрических размеров элементов, образующих рабочую камеру.

3.1.2 По заданной эффективной подаче  $Q_{эф}$  определяется теоретическая (расчетная) подача  $Q_m$ .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_o} \quad (3.2)$$

3.1.3 Исходя из заданной частоты вращения  $n$ , определяются рабочий объем насоса  $q$

$$q = \frac{Q_m}{n} \quad (3.3)$$

3.1.4 По рабочему объёму  $q$  ( $в см^3$ ) выполняется предварительный выбор основных размеров насоса:

а) эксцентриситет находим как

$$e = k_3 \sqrt{\frac{q}{\eta_o}}, \text{ мм} \quad (3.4)$$

где  $k=1$  при  $q \leq 200 \text{ см}^3$ ,  $k=0,8$  при  $200 \leq q \leq 500 \text{ см}^3$ ,  $k=0,6$  при  $500 \leq q \leq 4000 \text{ см}^3$ .

б) диаметр направляющей ( $q$  в  $см^3$  и  $e$  в  $мм$ )

$$D = 2R = \sqrt{\frac{500q}{\eta_o \pi k_1 e}}, \text{ мм} \quad (3.5)$$

где  $k_1=0,2 \dots 0,55$  (увеличивается с уменьшением рабочего объёма).

3.1.5 Предварительная ширина ротора (осевая длина пластин) принимается как:

$$b \leq kD, \text{ мм} \quad (3.6)$$

3.1.6 Радиальная длина (высота) пластин принимается из условия:

$$\ell \geq 4,2e, \text{ мм} \quad (3.7)$$

3.1.7 Крутящий момент  $M_{np}$  на валу насоса определим из выражения ( $q$  в  $м^3$ ,  $p_n$  в  $Па$ ):

$$M_{np} = qp_n / (2\pi\eta_{мех}), \quad \text{Н}\cdot\text{м}, \quad (3.8)$$

3.1.8 Диаметр приводного вала можно принять из зависимости:

$$d_{np} = [50M_{np} / [\tau_k]]^{0,333}, \text{ м}, \quad (3.9)$$

где  $[\tau_k]$  - допускаемое напряжение на кручение, берется как  $[\tau_k] = 0,3 \dots 0,6 \sigma_{\text{вп}}$  ( $\sigma_{\text{вп}}$  - предел прочности (временное сопротивление), например для стали 35 предел прочности  $\sigma_{\text{вп}} = 529 * 10^6 \text{ Па}$ , следовательно,  $[\tau_k] = 158,7 \dots 317,4 * 10^6 \text{ Па}$ );

3.1.9 Диаметр ротора  $d_r = 2r$  определяется удвоенным суммированием минимально допустимой длины заделки пластины в прорези ротора  $\ell_{\text{min}}$  (можно принять  $\ell_{\text{min}} = 0,5\ell$ ), а также рабочего хода  $h_r = 2e$ , толщины роторной втулки  $s_1$  (расстояния от вала до прорези под пластины) и диаметра приводного вала  $d_{\text{пр}}$ :

$$d_r = 2r = 2\ell_{\text{min}} + 4e + 2s_1 + d_{\text{пр}} \quad (3.10)$$

3.1.10 Условный радиус статора  $r_o$  принимают больше радиуса ротора  $r_r$  на величину зазора между статором и ротором  $c = 0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$ :

$$d_o = d_r + 0,2 \dots 0,4, \text{ мм} \quad (3.11)$$

где  $d_o$  - условный диаметр статора, мм.

3.1.11 Окончательно диаметр статора  $D$  определяют как сумму:

$$D = 2 \cdot R = d_o + 2 \cdot e, \text{ мм} \quad (3.12)$$

3.1.12 Далее подбирается количество пластин  $z$ , при котором будет выполняться условие равномерности подачи. Если гидромашина однократного действия, то число пластин  $z$  определяется формулой:

$$z = 1 + 2k_z \quad (3.13)$$

где  $k_z$  - целое число, больше либо равно 2, при котором пульсация соответствует техническому заданию.

Расчетная равномерность подачи (пульсация) равна:

$$\delta^* = 1,25 / z^2 \quad (3.14)$$

где  $\delta^*$  - расчетная величина равномерности подачи.

Если ОГМ двукратного действия, то число пластин находим по формуле:

$$z = 2 + 2k_z \quad (3.15)$$

В этом случае расчетная пульсация равна:

$$\delta^* = 5 / z^2 \quad (3.16)$$

Полученная величина пульсации сравнивается с заданной. Если  $\delta^* > \delta$ , то величина  $k$  увеличивается на единицу,  $k_z = k_z + 1$  и расчет повторяется.

3.2.1 Теоретическая производительность пластинчатого насоса двукратного действия с радиальным расположением пластин и описывается выражением:

$$Q_m = 2bn[\pi(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)sz] \quad (3.17)$$

где  $b, z$  и  $s$  – ширина, количество и толщина пластин;  
 $r_2$  и  $r_1$  – большой и малый радиусы (полуоси) статора.

3.2.2 Рекомендуемое значение разницы радиусов  $r_1$  и  $r_2$  профильных участков статора, определяющее величину рабочей высоты пластин, для наиболее распространенных насосов, у которых роторы имеют ширину  $b=10...40$  мм, составляет:

$$h = r_2 - r_1 = 2...10, \text{ мм}, \quad (3.18)$$

Увеличение высоты приводит к повышению опрокидывающего момента от давления жидкости, заземляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение - к понижению подачи и объемного КПД насоса.

3.2.3 Чтобы устранить возможность отрыва пластин от статора при копировании ими его профиля, отношение радиусов профиля статора  $r_2/r_1$  рекомендуется принимать в зависимости от числа пластин в соответствии с таблицей:

$z$	<b>8</b>	<b>12</b>	<b>16</b>
$r_2/r_1$	1,15	1,27	1,34

По принятым значениям разницы радиусов и их соотношения определяются абсолютные значения большого и малого радиусов.

*Пример: допустим, разница радиусов составляет  $h=r_2-r_1=6$  мм, тогда  $r_2 = r_1+6$ . При  $z=8$ , отношение радиусов принимается как  $r_2/r_1=1,15$ , следовательно  $(r_1+6)/r_1=1,15 \Rightarrow r_1=6/0,15=40$  мм, а  $r_2 = r_1+6=46$  мм.*

3.2.4 Для обеспечения герметичности насоса расстояние между соседними всасывающим и нагнетательным окнами (размер перевальной перемычки), охватываемое углом  $\varepsilon$ , должно быть несколько больше, чем наибольшее возможное расстояние между концами двух соседних пластин. Поэтому, угол  $\varepsilon$ , соответствующий уплотняющим (перевальным) перемычкам, принимаем как:

$$\varepsilon = \beta + 0,08727 \quad \text{рад} \quad (3.19)$$

где  $\beta=2\pi/z$ -угол между пластинами

3.2.5 Угол  $\alpha$ , внутри которого расположена кривая профиля статора и где происходит сопряжение указанных межоконных участков определяется как:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varepsilon. \quad (3.20)$$

Для улучшения динамических качеств насоса, а также повышения равномерности подачи, статор в местах, соответствующих углу  $\alpha$ , должен выполняться так, чтобы было обеспечено постоянное ускорение пластины при движении в пазах ротора и, соответственно, постоянное

ускорение жидкости в каналах. Обычно эти участки выполняются по архимедовой спирали с координатой

$$\rho = r_1 + \alpha v / \omega \quad (3.21)$$

где  $\rho$  и  $\alpha$  - полярные координаты профиля;

$r_1$  - наименьший радиус направляющей статора (принимается близким к радиусу ротора  $r_p$ );

$v$  - скорость перемещения пластины в пазах ротора;

$\omega$  - угловая скорость ротора.

Применяется также профиль, обеспечивающий синусоидальное изменение ускорения пластин.

3.2.6 При выборе зазора между поверхностью статора, описанной малым радиусом  $r_1$ , и поверхностью ротора, описанной радиусом  $r_r$ , следует иметь в виду, что увеличение этого зазора увеличивает вредное пространство насоса и ухудшает его всасывающие качества, а также повышает тангенциальную нагрузку давления жидкости на пластины, ввиду чего этот зазор должен быть возможно малым. Рекомендуется:

$$r_r < r_1 - 0,1 \dots 0,2 \text{ мм} \quad (3.22).$$

3.2.7 Для насосов небольшой подачи радиальная длина пластины может быть равной или больше 2,5 полной высоты, выступающей из ротора:

$$l \geq 2,5h \quad (3.23).$$

3.2.8 Если выбранная гидромашина является реверсивной, то угол наклона пластин принимаем равным нулю,  $\gamma = 0$ .

В случае, когда гидромашина нереввересивна и радиус ротора  $r > 0,04$  м, угол принимается  $\gamma = 0,253$  рад.

При  $r \leq 0,04$  м, угол принимается  $\gamma = 0,14$  рад.

3.2.9 Если пространство под пластинами не используется, то суммарная толщина пластин  $A$  определяется по формуле:

$$A = sz / \cos(\gamma) \quad (3.24)$$

Если пространство используется, то суммарная толщина пластин равна нулю,  $A = 0$ .

3.2.10 Следует рассмотреть несколько (порядка 3...5) различных вариантов соотношения радиусов статорного кольца и ширины ротора (осевая длина пластин). Для этого следует использовать зависимость:

$$b = q / [2(r_2 - r_1)(\pi(r_2 + r_1) - A)], \text{ м.} \quad (3.25)$$

При этом обращается внимание на значение наибольшего радиуса профиля:

$$R_j = \frac{(4 + \alpha^2)r_1}{4} - \alpha^2 \frac{l}{8}, \text{ м.} \quad (3.26)$$

В случае, когда  $r_2 > R_j$ , не будет обеспечиваться самовсасывание под пластины и их прижатие.

Рекомендуется также, чтобы осевая длина пластины не превышала радиуса ротора  $b \leq r_r$ .

В насосе двукратного действия всасывание (и, соответственно, нагнетание) происходит на сравнительно небольшом участке кривой статора, ввиду чего создаются неблагоприятные условия питания насоса. Время прохождения пластиной зоны всасывания составляет:

$$t = \alpha / \omega \quad (3.27),$$

где  $\alpha$  - угол, охватывающий отрезок кривой профиля статора, соответствующей окну всасывания;

$\omega$  - угловая скорость вала.

Для улучшения питания насоса жидкость обычно подводят через расположенные друг против друга окна в боковых дисках, которые сообщаются между собой каналами в корпусе. Средняя скорость течения жидкости во всасывающих каналах не более 2 м/с. Размеры окон питания выбирают такими, чтобы средняя скорость жидкости в них не превышала 0,25 - 0,30 м/с.

Частота вращения насосов с подачей более 1250 см<sup>3</sup>/с не превышает  $n = 1200$  об/мин ( $\omega = 40\pi$ ), с подачей до 1250 см<sup>3</sup>/с  $n = 1500$  об/мин ( $\omega = 50\pi$ ) и с подачей до 830 см<sup>3</sup>/с  $n = 1800$  об/мин ( $\omega = 60\pi$ ).

**3.3 При проектировании гидромотора** по заданному эффективному моменту рассчитывается теоретический крутящий момент на выходном валу:

$$M_T = M_{эф} / \eta_{мех}, \quad (3.28)$$

где  $M_T$  - теоретический крутящий момент, Н·м;

$M_{эф}$  - эффективный крутящий момент, Н·м.

Рабочий объем гидромотора  $q$ , м<sup>3</sup>:

$$q = 2\pi M_T / p, \quad (3.29)$$

где  $p$  - номинальное давление, Па.

По полученному рабочему объему рассчитывается эффективная подача гидромотора  $Q_{эф.м}$ , м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{эф.м} = qn / \eta_{об}, \quad (3.30)$$

где  $n$  - частота вращения на валу гидромотора, об/с.



Далее расчеты выполняются согласно методике расчета гидронасосов данного типа.

### 3.4 Рекомендации по выбору материала

Ротор и статор изготавливают из легированных сталей с цианированием, боковые диски - из кремнистой или марганцовистой бронзы, корпус и крышки - из чугуна.

Подшипники скольжения изготавливают из медносвинцовистых или серебрянокадмиевых сплавов, допускающих давление до 10 МПа. Хорошие результаты показали подшипники скольжения с вкладышами, покрытыми слоем серебра толщиной 0,5 мм.

Такие подшипники допускают давление до 14 –15 МПа.

Пластины изготавливают из вольфраmistых (быстрорежущих) сталей и калят до твердости HRC63...65. Применение быстрорежущей стали обусловлено необходимостью предотвратить термический отпуск конца пластины, контактирующей со статором, поскольку это ведет к быстрому ее износу. Ввиду того, что пластины прижимаются к статорному кольцу рабочим давлением жидкости, подводимым в камеры под пластины, толщина последних обычно ограничивается 2 мм. Пластины по толщине и ширине и ротор по ширине обрабатываются по одной и той же посадке (D или X), паз в роторе по ширине обрабатывается по посадке H7. Трущиеся поверхности обрабатываются с шероховатостью  $Ra 0,32$ .

### 3.5 Расчет кинематики пластинчатых гидромашин.

Расчет кинематики производится для пластинчатых гидромашин однократного и двукратного действия с профилем статора, обеспечивающим постоянное ускорение лопатки относительно ротора.

В первую очередь рассчитывается угловая скорость  $\omega$ , рад/с:

$$\omega = 2\pi n, \quad (3.31)$$

где  $n$  - частота вращения, об/с:

Уточняется эксцентриситет:

$$e = R - r_0, \text{ м}, \quad (3.32)$$

Принимается начальное условие: текущий угол поворота ротора от нейтральной оси равен нулю  $\varphi=0$ .

Если выбранная гидромашин однократного действия, то параметры рассчитываются по следующим зависимостям:

текущее значение радиуса  $\rho$ :

$$\rho = [R^2 - (e \sin \varphi)^2]^{0,5} - e \cos \varphi, \text{ м};$$

текущая скорость пластины относительно паза:

$$V' = e\omega[\sin \varphi + (e \cos 2\varphi / 2R)], \text{ м/с}; \quad (3.33)$$

текущее ускорение:

$$Y' = e\omega^2[\cos\varphi + (e\cos\varphi/R)], \text{ м}^2/\text{с}. \quad (3.34)$$

Если же проектируемая ОГМ двукратного действия, то расчёт выполняется для двух участков:

а) текущий угол поворота меньше половины угла кривой профиля статора  $\varphi < \frac{\alpha}{2}$  (зона всасывания), тогда:

приращение текущего значения радиуса:

$$\Delta p = 4(R-r)/\alpha, \text{ МПа}; \quad (3.35)$$

где  $\alpha$  - угол, внутри которого расположена кривая профиля статора, текущее значение радиуса  $\rho$ :

$$\rho = r_0 - \Delta p\varphi^2/2\alpha, \text{ м}; \quad (3.36)$$

текущая скорость поворота:

$$V' = \Delta p\varphi\omega/\alpha, \text{ м/с}; \quad (3.37)$$

текущее ускорение:

$$Y' = \Delta p\omega^2/\alpha, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (3.38)$$

б) текущий угол поворота больше половины угла кривой профиля статора  $\varphi > \frac{\alpha}{2}$  (зона нагнетания), тогда:

$$\Delta p = 4(R-r)/\alpha, \text{ МПа}; \quad (3.39)$$

$$\rho = 2r_0 - R + \Delta p(\varphi - \varphi^2/2\alpha), \text{ м}; \quad (3.40)$$

$$V' = \Delta p(1 - \varphi/\alpha)\omega, \text{ м/с}; \quad (3.41)$$

$$Y' = \Delta p\omega^2/\alpha, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (3.42)$$

Далее следует повторить расчёт, увеличивая угол поворота, например на  $5^\circ$ . В этом случае текущий угол поворота станет равным  $\varphi = \varphi + 0,087266463$ . Расчёты повторяем до тех пор, пока угол поворота не превысит угол зоны нагнетания ( $\varphi > \alpha$ ), после чего производится расчёт параметров распределительного диска и максимальная скорость.

Расстояние от оси распределительного диска до окон:

$$h = R\sin\left(\frac{\varepsilon}{2} - 0,0698\right), \text{ м}; \quad (3.43)$$

где  $\varepsilon$ - угол, равный углу уплотняющих (перевальных) перемычек.

Площадь выреза в распределительном диске

$$s_0 = \alpha[23(R^2 + r^2) + 14Rr_0 - 6r^2]/120, \text{ м}^2 \quad (3.44)$$

Максимально допустимая скорость всасывания рабочей жидкости  $V_{\max}$ , м/с определяется по формуле:

$$V_{\max} = \omega B(R - r_0)(R + 3r_0) / (4\alpha[r_0^2 - r^2 + r_0(R - r_0)/3 + (R - r_0)^2/20]), \quad (3.45):$$

где  $B$  - длина пластины (ширина ротора),  $m$ ,

$r$  - радиус ротора,  $m$ .

Расчет повторяется до тех пор, пока угол  $\varphi < \alpha$ .

Следует провести проверку. В случае, когда проектируется насос, а максимальная скорость  $V_{\max} < 7$ , полнота всасывания не будет обеспечиваться и расчет следует выполнить заново, изменяя начальные параметры.

3.5.1 Если проектируется гидронасос однократного действия, то текущий угол поворота следует принять равным  $\varphi = \pi - \varepsilon/2$ . Рабочая высота пластины определяется по формуле вида:

$$\hat{h} = e(1 - \cos \varphi), \quad m. \quad (3.46)$$

Далее рассчитываются:

текущий радиус поворота:

$$\rho = [R^2 - (e \sin \varphi)^2]^{0.5} - e \cos \varphi, \quad m; \quad (3.47)$$

текущее значение подачи насоса:

$$Q_\varphi = B \hat{h} \omega (\rho - \hat{h}/2)(1 - A/2\pi R), \quad m^3/c, \quad (3.48)$$

где  $A$  - суммарная толщина пластин.

Полученные результаты сводятся в таблицу. Угол поворота изменяется с шагом  $\varphi = \varphi + 0,05$  и расчет повторяется до тех пор, пока  $\varphi \leq \pi + \varepsilon/2$ .

Следует также рассчитать максимальную и минимальную подачи насоса:

$$Q_{\max} = 2\omega B R e(1 - A/2\pi R), \quad m^3/c. \quad (3.49)$$

$$Q_{\min} = \omega B e(1 + \cos(\varepsilon/2)) [e(\cos(\varepsilon/2) - 1)/2 + \sqrt{R^2 + (e \sin(\varepsilon/2))^2}] (1 - A/(2\pi R)), \quad m^3/c. \quad (3.50)$$

Средняя текущая подача определяется как среднее арифметическое между минимальной и максимальной подачами:

$$Q_T = (Q_{\max} + Q_{\min})/2, \quad m^3/c. \quad (3.51)$$

Неравномерность подачи  $\delta^*$  можно представить в виде:

$$\delta^* = (Q_{\max} - Q_{\min})/Q_T. \quad (3.52)$$

В таблицу следует внести следующие значения параметров:  $Q_{\max}$ ,  $Q_{\min}$ ,  $Q_T$ ,  $\delta^*$ ,  $h$ ,  $s_0$  и  $V_{\max}$ .

Расчет окончен.

3.5.2. Если проектируемая машина – гидромотор однократного действия, то принимаем начальное значение угла смещения пластины относительно оси симметрии переключки равным  $\varphi = \varepsilon/2$ . При изменении угла  $\varphi$  от  $0^0$  до  $-\pi/z$  ( $\varphi < 0$ ), угол между текущими радиальными

размерами (радиусами) статора определяется как  $\psi = \pi + \varepsilon/2$ . При изменении угла  $\varphi$  от  $0^0$  до  $\pi/z$ , угол  $\psi$  учитывается как  $\psi = \pi - \varepsilon/2$ .

Исходя из вышеизложенного, рассчитывается текущий крутящий момент:

$$M_\varphi = pB \operatorname{Re}[\cos \varphi - \cos(\varphi + \psi)](1 - A/(2\pi R)), \text{ Н/м}, \quad (3.53)$$

где  $p$ - номинальное давление, МПа. Полученные значения сводятся в таблицу и расчет повторяется для нового значения  $\varphi$ , равного  $\varphi = \varphi + 0,05$ , пока не будет выполняться условие  $\varphi + \varepsilon/2 > 0$ .

Рассчитывается максимальный крутящий момент на валу гидромотора:

$$M_{\max} = pB e(2\pi R - A)/\pi, \text{ Н/м}. \quad (3.54)$$

Минимальный крутящий момент определяется по формуле вида:

$$M_{\min} = M_{\max} \cos(\varepsilon/2), \text{ Н/м}. \quad (3.55)$$

Средний текущий крутящий момент находится как среднее арифметическое между минимальным и максимальным крутящими моментами:

$$M_T = (M_{\max} + M_{\min})/2, \text{ Н/м}. \quad (3.56)$$

В этом случае неравномерность подачи  $\delta^*$  можно представить в виде:

$$\delta^* = (M_{\max} - M_{\min})/M_T. \quad (3.57)$$

Полученные значения параметров  $M_{\max}$ ,  $M_{\min}$ ,  $M_T$ ,  $\delta^*$ ,  $h$ ,  $s_0$  и  $V_{\max}$  фиксируются. Расчет окончен.

3.5.3. Если выбрана машина двукратного действия и учитывается объём жидкости, находящейся под пластинами, то рассчитываются следующие параметры гидромашины:

угол, охватывающий толщину пластин на максимальном удалении от оси вращения,

$$\sigma = 2s/(R + r_0), \text{ рад}, \quad (3.58)$$

где  $s$  - толщина пластины;

объём жидкости, заключённый в рабочей камере ОГМ,

$$V_{\text{ж}} = B(R^2 + r^2)(\beta - \sigma)/2, \text{ м}^3, \quad (3.59)$$

где  $\beta$  - угол между пластинами;

ход пластины,

$$l_n = 2(R/\cos(\varepsilon/2))\sin((\varepsilon - \beta)/2)\sin(\beta/2), \text{ м}; \quad (3.60)$$

радиус, на котором расположена пластина,

$$r_n = (R + r_0)/2, \text{ м}; \quad (3.61)$$

угол расположения рабочей части пластины,

$$\varphi_n^* = l_n / r_n, \text{ рад}; \quad (3.62)$$

ширина прорези в сечении,

$$a = 0,00171454 \sqrt{\rho_{жс} / (\mu E_{жс})^2} \sqrt{n V_{жс} p^{0,5} / \varphi_n^*}, \text{ м}, \quad (3.63)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости через прорезь,

$\rho_{жс}$  - плотность рабочей жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ,

$E_{жс}$  - модуль упругости рабочей жидкости,  $\text{Па}$ ,

$V_{жс}$  – объем жидкости в рабочей камере гидравлической машины,  $\text{м}^3$ ;

мгновенный расход жидкости через одну прорезь,

$$q_{1\max} = 4,093 * 10^{-10} \mu n / \varphi_n^* \sqrt{V_{жс}^2 p^2 \varphi_n^* a^2 / (E_{жс}^2 \mu^2 n \rho_{жс})}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (3.64)$$

теоретическая подача гидромашины двукратного действия:

$$Q_T = 2Bn[\pi(R^2 - r_0^2) - (R - r_0)A], \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.65)$$

неравномерность подачи,

$$\delta^* = 4q_{1\max} / Q_T, \quad (2.36)$$

Полученные результаты  $Q_{\max}$ ,  $Q_{\min}$ ,  $Q_T$ ,  $\delta^*$ ,  $h$ ,  $s_0$  и  $V_{\max}$  фиксируются. Расчет окончен.

#### 4. Последовательность расчета параметров шестеренного насоса

4.1 При расчете гидронасосов исходными параметрами являются частота вращения  $n$ , эффективная (полезная) подача  $Q_{эф}$ , давление нагнетания  $p_n$  и величины механического  $\eta_{мех}$  и объёмного  $\eta_o$  КПД.

Для шестеренной ОГМ с внешним зацеплением выражение для определения теоретической производительности (4.1) является базовым.

$$Q_m = 2\pi d_n m b n \approx 6,5 d_n m b n = 6,5 m^2 z b n \quad (4.1)$$

Общая методика расчета представляет собой следующую последовательность вычислений.

4.1.1 По заданной эффективной подаче  $Q_{эф}$  определяется теоретическая (расчетная) подача  $Q_m$ .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_{об}} \quad (4.2)$$

2. Исходя из заданной частоты вращения  $n$ , определяют рабочий объем насоса  $q$

$$q = \frac{Q_m}{n} \quad (1.2)$$

Для предварительного выбора модуля зацепления  $m$  при окружной скорости шестерни  $u = 10...20 \text{ м/с}$  и отношения  $b/m$  (где  $b$  – ширина шестерни), в пределах  $6...10$  часто пользуются эмпирическим выражением)

$$m = (0,07 \dots 0,12) \sqrt{Q_m} \quad ()$$

**Ряд модулей зубчатого зацепления** для эвольвентных зубчатых колес, мм: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

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, а также увеличивается неравномерность подачи. Для устранения подрезания (ослабления) ножек зубьев производят коррекцию (корректирование) зацепления путем увеличения угла зацепления.

С целью уменьшения мертвого объема выбирают такое соотношение размеров головки и ножки зуба, при котором остаточный объем (объем зазора между внешней поверхностью зуба и внутренней поверхностью впадины) или объем жидкости, переносимый из полости нагнетания в полость всасывания, был бы минимальный. Для этого радиальный зазор между вершиной одной шестерни и доннышком впадины другой уменьшают во многих случаях до 0,05 модуля.

Ширина шестерни (длина зуба) обычно не превышает десяти модулей (распространено  $b = (4 \dots 6)m$ ).

Практикой установлено, что отношение ширины  $b$  шестерни к диаметру ее начальной окружности  $d_n$  в насосах высоких давлений составляет:

$$\text{для насосов с подшипниками качения} \quad b/d_n = 0,5 \dots 0,6;$$

$$\text{для насосов с подшипниками скольжения} \quad b/d_n = 0,4 \dots 0,5.$$

При меньших значениях этого отношения объемный КПД насоса понижается, а при больших затрудняется герметизация места контакта сцепляющихся зубьев. Поскольку ошибки изготовления по ширине зуба могут вызвать значительные утечки жидкости и снижение объемного КПД за счет межзубовых перетечек, целесообразно применять (в особенности при высоких требованиях к герметичности) шестерни небольшой ширины (в некоторых миниатюрных насосах доводится до 1,5 - 5 мм). При таких шестернях деформации в зоне контакта зубьев, обусловленные высокими удельными нагрузками, способствуют обеспечению герметичности по линии зацепления зубьев.

Необходимо также определить: угол дуги зуба по начальной окружности  $\varphi$ ;

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{0,1 \cdot m}{m \cdot (z+1) \cdot \cos \alpha}$$

$$\alpha = \arctg \left( \sqrt{\frac{1-x^2}{x}} \right)$$

$$x = \frac{0,9397 \cdot z}{z-1}$$

угол вершины эвольвенты  $V_e$ ;

$$V_e = \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{1-x_1^2}{x_1}} \right)$$

$$x_1 = \frac{z \cdot \cos(\beta)}{z-1}$$

коэффициент профильного смещения  $Dz$ ;

$$d_z = \frac{z \cdot (\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_0) - \frac{d_1 \cdot z}{\cos\alpha \cdot 2 \cdot m \cdot (z+1)}}{2 \cdot \operatorname{tg}\beta}$$

$$\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$$

$$\operatorname{inv}\alpha_0 = \operatorname{tg}\beta - \beta$$

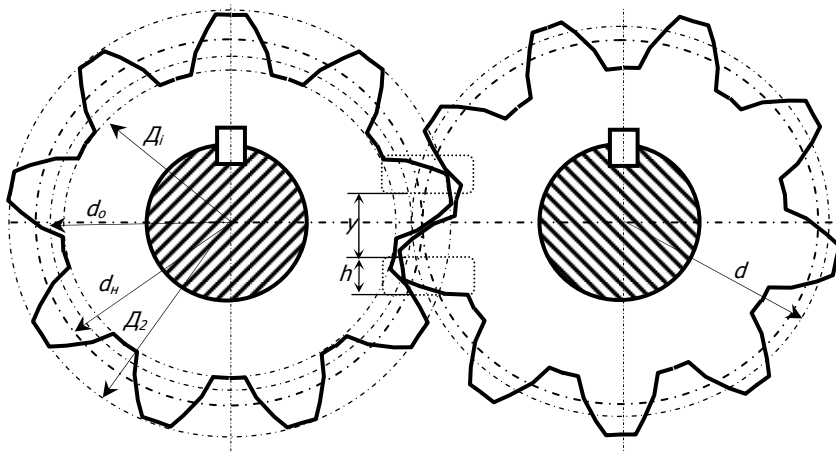
$$H_z = m \cdot$$

ширину разгрузочной канавки  $H_z$ ; диаметр начальной окружности  $D$ ,

диаметр окружности головки  $D_e$ ; диаметр окружности впадин зубьев  $D_i$ ;

пульсацию подачи  $Dq$ ; толщину зуба у вершины  $Se$ ;

площадь зуба полную  $Sz$ ; площадь впадины полную  $Sw$ ; минимально допустимую площадь  $S$  окна низкого давления; объём жидкости, проходящей через разгрузочную канавку  $q_b$ ; высоту зуба  $h$ ; средний крутящий момент  $M_{st}$ ; защемляемый объём жидкости  $V_{min}$ ; максимальную подачу из защемляемого объёма жидкости  $q_{x1}$ ; расстояние между разгрузочными канавками  $u$ .



Шестерни изготавливают из сталей, упрочненных химико-термической обработкой (цементацией, цианированием, азотированием). Твердость верхнего слоя металла после закалки составляет НРС60...62. Корпусные детали изготавливают в основном из алюминиевых сплавов.

Учебное издание

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА  
«ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО НАСОСА»**

*Методические указания*

Составители: *Родионов Леонид Валерьевич*  
*Свербилов Виктор Яковлевич*

Самарский государственный  
аэрокосмический университет.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34

---

Изд-во Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34