



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ РФ  
Рубцовский индустриальный институт  
ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический  
университет им. И.И. Ползунова»

**П.А. Люкшин**  
**А.С. Демидов**  
**А.Н. Площаднов**

## **ГИДРАВЛИКА И ОСНОВЫ ГИДРОПРИВОДА**

Учебное пособие для студентов всех форм обучения специальностей  
190201.65 «Автомобиле- и тракторостроение»,  
190206.65 «Сельскохозяйственные машины и оборудование»  
190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство»

*Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин  
и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для  
студентов, обучающихся по специальности "Автомобиле-тракторостроение"*

Рубцовск 2009

УДК 621.226

Люкшин П.А., Демидов А.С., Площаднов А.Н. Гидравлика и основы гидропривода: Учебное пособие для студентов всех форм обучения специальностей 190201.65 «Автомобиле - и тракторостроение», 190206.65 «Сельскохозяйственные машины и оборудование», 190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство» / Рубцовский индустриальный институт. - Рубцовск, 2009. - 190с.

Пособие содержит основные теоретические вопросы, рассматриваемые в рамках учебных программ по базовому курсу «Гидравлика», основы теории гидропривода, рассматриваемые в рамках курса «Теория трактора», примеры решения задач и необходимые справочные данные. Предназначено в качестве рабочего материала при изучении студентами специальностей 190201.65, 190206.65, 190601.65 всех форм обучения дисциплин «Гидравлика», «Гидропневмоавтоматика», «Теория колесных и гусеничных тягово-транспортных машин».

Рецензенты:

проф., д.т.н.,  
зав. кафедрой "Тракторы"  
Московского государственного технического  
университета "МАМИ" (МГТУ "МАМИ")

В.М. Шарипов

проф., д.т.н.,  
зав. кафедрой "Автомобили и тракторы"  
Алтайского государственного технического  
университета им. И.И. Ползунова

А.Л. Новосёлов

## Содержание

Введение . . . . .	6
--------------------	---

### Часть 1 ГИДРОСТАТИКА

1.1. Давление в неподвижной жидкости . . . . .	7
1.2. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости. Уравнения Эйлера . . . . .	8
1.3. Основное уравнение гидростатики . . . . .	10
1.4. Определение силы давления на плоскую поверхность . . . . .	12
1.5. Определение силы давления на криволинейную поверхность. . . . .	16
1.6. Закон Архимеда . . . . .	17
1.7. Закон Паскаля. . . . .	19

### Часть 2 ГИДРОДИНАМИКА

2.1. Основные понятия гидродинамики . . . . .	20
2.2. О струйчатом движении жидкости . . . . .	20
2.3. Живое сечение и расход жидкости . . . . .	21
2.4. Дифференциальное уравнение неразрывности . . . . .	22
2.5. Дифференциальные уравнения движения - уравнения Эйлера . . . . .	24
2.6. Вывод уравнения Бернулли для элементарной струйки жидкости . . . . .	25
2.7. Переход к уравнению Бернулли для целого потока вязкой жидкости . . . . .	27
2.8. Закон трения в жидкости – закон Ньютона. . . . .	28
2.9. Гидродинамическое подобие для вязкой жидкости. . . . .	30
2.10. Пьезометр и трубка Пито. . . . .	33
2.11. Основное уравнение равномерного движения жидкости . . . . .	34
2.12. Ламинарный режим движения жидкости . . . . .	37
2.13. Турбулентный режим движения жидкости. . . . .	43
2.14. О приближённой теории Прандтля и Кармана для турбулентного режима . . . . .	44
2.15. Приближённая оценка изменения скорости по сечению трубы при турбулентном режиме. . . . .	46
2.16. Гидравлические гладкие и шероховатые трубы . . . . .	48
2.17. Оценка толщины ламинарного подслоя вязкой жидкости при турбулентном режиме . . . . .	49
2.18. Опыты Никурадзе И.И. для шероховатых труб . . . . .	51
2.19. Формула Шези и водопроводные формулы . . . . .	54
2.20. Методы определения гидравлического сопротивления. . . . .	56
2.21. Местные сопротивления . . . . .	57
2.22. Истечение жидкости . . . . .	58
2. Гидравлический удар в водопроводе . . . . .	65

### **Часть 3**

## **ЛОПАСТНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ**

3.1. Краткое введение . . . . .	68
3.2. Параллелограмм скоростей для лопастных машин . . . . .	69
3.3. Вывод основного уравнения лопастных машин . . . . .	70
3.4. Некоторые поправки к основному уравнению центробежного насоса . . . . .	72
3.5. Мощность насоса и полный КПД. . . . .	74
3.6. О лопастях рабочего колеса центробежного насоса . . . . .	75
3.7. Характеристики центробежных насосов . . . . .	76
3.8. Работа центробежного насоса на трубопровод . . . . .	78
3.9. Совместная работа насосов на трубопровод . . . . .	80
3.10. Подобие лопастных машин . . . . .	81
3.11. Зависимость расхода, напора и мощности центробежного насоса от числа оборотов . . . . .	85
3.12. Коэффициент быстроходности центробежных насосов . . . . .	86
3.13. Кавитация и высота всасывания центробежного насоса . . . . .	88
3.14. График полей центробежных насосов . . . . .	91

### **Часть 4**

## **ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ**

4.1. Введение . . . . .	92
4.2. Гидромуфта . . . . .	92
4.3. Характеристики гидромуфты . . . . .	94
4.4. Гидротрансформатор . . . . .	96
4.5. Характеристики гидротрансформатора . . . . .	97

### **Часть 5**

## **ОБЪЁМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ОБЪЁМНЫЙ ГИДРОПРИВОД**

5.1. Общие сведения. . . . .	100
5.2. Основные параметры объёмных машин. . . . .	101
5.3. Рабочие жидкости объёмных машин . . . . .	102
5.4. Основные свойства объёмного гидропривода . . . . .	103
5.5. Принцип действия объёмного гидропривода . . . . .	104
5.6. Типы гидросиловых цилиндров. . . . .	106
5.7. Краткая справка о насосах объёмного типа, применяемых в гидроприводе. . . . .	109
5.7.1. Шестеренчатый насос. . . . .	110
5.7.2. Роторно-пластинчатый (шиберный). . . . .	111
5.7.3. Роторно-поршневой насос. . . . .	112
5.7.4. Аксиально-поршневой насос. . . . .	113
5.7.5. Простой поршневой насос. . . . .	114
5.8. Сведения о гидроаппаратах для гидропривода . . . . .	117

5.9. Обозначения основных элементов гидропривода на чертежах в соответствии со стандартами . . . . .	122
5.10. Способы регулирования скорости в гидроприводах. . . . .	125
5.10.1. Объёмный способ регулирования скорости. . . . .	125
5.10.2. Дроссельный способ регулирования скорости . . . . .	126
5.11. Схемы гидропривода для некоторых технических задач. . . . .	128
5.11.1. Схема привода гидросилового цилиндра . . . . .	128
5.11.2. Схема привода металлорежущего станка. . . . .	129
5.11.3. Схема привода рулевого управления следящего действия тягово-транспортных машин. . . . .	130
5.11.4. Типовые схемы гидроприводов рабочего оборудования самоходных тягово-транспортных машин . . . . .	131
5.11.5. Схема объёмной гидромеханической трансмиссии отечественных лесозаготовительных машин. . . . .	133
5.12. Пример типового расчёта гидравлического привода. . . . .	137
5.13. Пример расчёта тяговой характеристики трактора с объёмной гидромеханической трансмиссией (ОГМТ) . . . . .	142
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК . . . . .</b>	<b>152</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ. . . . .</b>	<b>154</b>

## ВВЕДЕНИЕ

*Гидравлика* - это наука о равновесии, движении жидкости и решении практических инженерных задач. Гидравлика устанавливает приближенные формулы на основе экспериментальных данных. Гидравлика изучает законы движения реальных вязких жидкостей, принимая в большинстве задач эти жидкости несжимаемыми.

В первой части (гидростатика) изучаются законы равновесия жидкости, с привлечением, в первую очередь, законов Архимеда и Паскаля.

Во второй части (гидродинамика) изучаются режимы движения жидкости - ламинарный и турбулентный. Количественная их оценка связана с критерием Рейнольдса и уравнением Бернулли. Здесь, при установлении критериев подобия, величайшая заслуга принадлежит Ньютону, сформулировавшему закон гидравлического подобия. Значение гидравлики возросло в связи с практическим решением задач по перекачке жидкостей по трубопроводам (воды, нефти, масел и пр.). Классические уравнения Бернулли и Эйлера дополнились трудами многих ученых и инженеров (А. Шези, А. Дарси, А. Бозен, Ю. Вейсбах, Л. Прандтль, Т. Карман и др.). Отдельным вопросом в свое время являлась и была блестяще решена Жуковским Н.Е. - задача о гидравлическом ударе.

В третьей и четвертой части представлены основы теории лопастных машин и гидродинамических передач. Заметим, что основы теории лопастных машин, изложенные Эйлером Л.П. (1754 г.), были воплощены в конструкции центробежного насоса, предложенной в 1835 году русским инженером Саблуковым А.А. В 1889 г. Пушечников В.А. конструирует для московского водопровода глубоководный осевой насос. Что касается гидродинамических передач - то они нашли свое широкое применение в конструкциях современных автомобилей.

*Основы гидропривода* являются отдельным разделом дисциплин «Гидравлика» и «Гидропневмоавтоматика» и рассматриваются в пятой части пособия. Изучение данного раздела предполагает предварительное ознакомление с такими понятиями, как линейные и местные гидравлические сопротивления, знание режимов жидкости и принципа действия объёмных гидромашин, основанного на вытеснении практически несжимаемой жидкости из замкнутого объёма и является переходным этапом к изучению специальных дисциплин. К примеру, рассматриваемая по курсу «Теория трактора» гидробъёмная трансмиссия, требует наличие знаний как базового курса гидравлики, так и принципа функционирования гидропривода.

В этой части пособия дается описание принципов работы основных элементов гидропривода и их условные обозначения. Приведены типовые схемы гидроприводов самоходных тягово-транспортных машин с описанием их работы; рассматривается порядок тягового расчета машины с объёмной гидромеханической трансмиссией (ОГМТ).

В приложении содержатся необходимые данные справочного характера, а также приведены краткие сведения о русских и советских ученых внесших свой вклад в развитие классической гидравлики. Это, в частности, Чаплыгин С.А., Шухов В.Г., Куколевский И.И., Вознесенский И.Н., Проскура Г.Ф. - и еще десятки имен.

# ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

## ГИДРОСТАТИКА

*Гидростатика* является частью машиностроительной гидравлики и изучает законы равновесия капельных жидкостей, а также методы применения этих законов в различных областях инженерной практики.

Как правило, решение задач гидростатики является основанием для расчета различного типа сооружений и конструкций на прочность.

Историческая заслуга в познании и применении законов гидростатики принадлежит Архимеду, Галилею, Торричелли, Паскалю, а также ученым XVIII-XX в.в., от Бернулли и Ломоносова до Крылова А. Н.

### 1.1. ДАВЛЕНИЕ В НЕПОДВИЖНОЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим равновесие жидкости в сосуде, рис. 1.

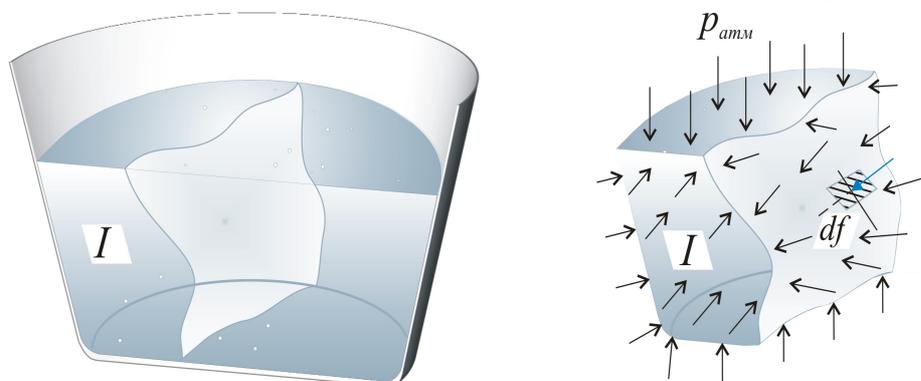


Рис. 1. Равновесие обеспечивается только силами, сжимающими жидкость со всех сторон

Оставим объем  $I$ , убрав мысленно все ограничивающие жидкость стенки. Объем  $I$  будет находиться в равновесии только в том случае, если действие со стороны всех ограничивающих поверхностей заменено действием внешних сжимающих сил. Эти силы, сжимающие жидкостный объем, вызывают в нем напряжение сжатия, называемое гидростатическим давлением. Давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует. Так, для площадки  $df$  оно действует по нормали внутрь жидкости. С другой стороны, если мы говорим: давление в точке составляет такую-то величину, то мы не задаемся вопросом, куда оно направлено, так как давление одинаково по всем направлениям.

Давление  $p$ , как и напряжение, определяется отношением силы к площади, на которую эта сила действует. Так, в системе СИ единицей давления является Паскаль  $[Па]$ :

$$1 \frac{Н}{м^2} = 1 Па.$$

В технике используются и другие единицы измерения давления:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,01972 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 750,06 \text{ мм рт.ст.} = 10,1972 \text{ м вод. ст.} = 0,987 \text{ физ. ат.}$$

## 1.2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ ЖИДКОСТИ. УРАВНЕНИЯ ЭЙЛЕРА (1755 г.)

Рассмотрим равновесие элементарного жидкого объема (см. рис. 2), размеры которого  $dx, dy, dz$ . Отметим, что, с физической точки зрения, объем полностью занят сплошной капельной жидкостью.

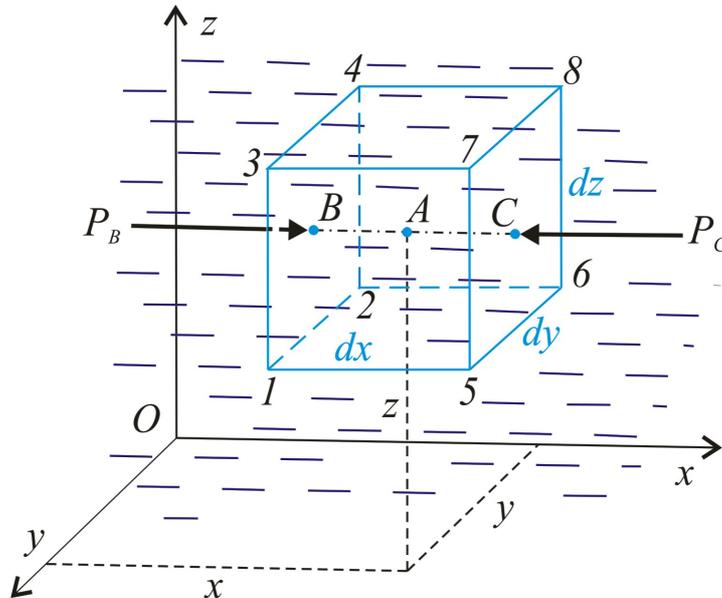


Рис. 2. К выводу дифференциальных уравнений равновесия жидкости

Пусть в жидкости действуют любые силы, которые для единицы массы составляют по соответствующим осям величины  $X \frac{H}{кг}, Y \frac{H}{кг}, Z \frac{H}{кг}$ .

Назовем эти силы массовыми. Для параллелепипеда объемом  $dx dy dz$  с плотностью жидкости  $\rho \frac{кг}{м^3}$  силы, действующие по осям  $x, y, z$ , имеют значения:

$$d Q_x = X \cdot d M = X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz ;$$

$$d Q_y = Y \cdot d M = Y \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz ;$$

$$d Q_z = Z \cdot d M = Z \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz .$$

Давление в центре параллелепипеда, в точке  $A$ , считаем равным  $p$ .

Принимая, что давление увеличивается в направлении  $x$ , запишем его величину для правой грани:

$$p_C = p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx,$$

для левой грани:

$$p_B = p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx,$$

Силы, сжимающие с обеих сторон неподвижный объем жидкости, запишем в виде:

$$P_{Cx} = \left( p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz;$$

$$P_{Bx} = \left( p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz.$$

Условие равновесия сил для оси  $x$ :

$$P_{Bx} - P_{Cx} + dQ_x = 0.$$

Запишем это условие подробно:

$$\left( p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \left( p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz + X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0.$$

После преобразования получим:

$$X \cdot \rho - \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad \text{или} \quad X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0.$$

Аналогично выводятся зависимости для осей  $y$  и  $z$ . Таким образом, система дифференциальных уравнений равновесия имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} &= 0 \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \right\}.$$

В чем их физический смысл?

Запишем одно из уравнений в форме равенства:

$$X = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}.$$

Правая часть этого равенства выражает действие сил давления. Сформулируем физическое содержание уравнений равновесия таким образом: *любые силы, действующие в неподвижной жидкости, уравновешиваются силами гидростатического давления.*

### 1.3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Умножая каждое из дифференциальных уравнений равновесия на  $dx, dy, dz$  соответственно и складывая их, получим:

$$(X dx + Y dy + Z dz) - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = 0.$$

Так как  $p = f(x, y, z)$ , то выражение

$$d p = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz$$

представляет полный дифференциал давления.

Записав равенство  $(X dx + Y dy + Z dz) - \frac{1}{\rho} dp = 0$ , отметим, что выражение  $X dx + Y dy + Z dz = dU$  представляет также полный дифференциал функции  $U$ , для которой:

$$X = \frac{\partial U}{\partial x}, \quad Y = \frac{\partial U}{\partial y}, \quad Z = \frac{\partial U}{\partial z}.$$

Уравнение  $dU - \frac{1}{\rho} dp = 0$  можно проинтегрировать:

$$U - \frac{p}{\rho} = const,$$

т.е. для любых точек в неподвижной жидкости сумма одинакова:

$$U_1 - \frac{p_1}{\rho} = U_2 - \frac{p_2}{\rho} = \dots \text{ и т.д.}$$

Функция  $U$  выражает действие сил в жидкости и называется потенциальной функцией. Для поверхности равного давления  $dp = 0$ , т.е.:

$$\frac{\partial U}{\partial x} dx + \frac{\partial U}{\partial y} dy + \frac{\partial U}{\partial z} dz = 0.$$

Это уравнение является уравнением поверхности равного потенциала (одинакового давления) и называется *уравнением эквипотенциальной поверхности*.

На практике важнейшим вариантом является, для неподвижной жидкости, действие только сил тяжести, когда  $X=0, Y=0, Z=-g$  (т.е. сила тяжести для  $1 \text{ кг}$  массы направлена вниз и равна  $Z=-1 \cdot g$ ).

Уравнение

$$Z \cdot dz - \frac{dp}{\rho} = 0$$

интегрируем:

$$g \cdot dz - \frac{dp}{\rho} = 0,$$

или, при делении на  $g$ ,

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} = \dots \text{ и т.д.}$$

Для любых точек сплошного объема жидкости это равенство выполняется. Заменим это равенство, в общем виде, таким образом:

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g};$$

полагая, что правая часть относится к свободной поверхности жидкости (если поверхность открыта для атмосферного воздуха, то  $p_0 = p_{атм}$ ).

Давление в любой точке жидкости (без индекса):

$$p = p_0 + \rho g (z_0 - z) = p_0 + \rho gh.$$

**Пример 1.** Определить давление для воды на глубине  $h = 10 \text{ м}$ .

*Решение.* Считаем  $P_0 = P_{атм} = 750 \text{ мм рт.ст.} = 10^5 [\text{Н/м}^2], [\text{Па}];$

плотность для воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

$$p = p_0 + \rho gh = 10^5 + 1000 \cdot 9,8 \cdot 10 \approx 2 \cdot 10^5 [\text{Н/м}^2] = 2 \text{ бар.}$$

Найденное значение давления соответствует давлению абсолютному, то есть отсчитанному от нуля, и с добавлением - суммированием давления атмосферного. Собственно, водяной столб высотой  $10 \text{ м}$  (глубина) создает давление, измеряемое вторым слагаемым в основном уравнении гидростатики. Это второе слагаемое можно назвать избыточным давлением, т.е.:

$$p_{изб} = \rho gh = 1000 \cdot 9,8 \cdot 10 \approx 10^5 [H/m^2] = 1 \text{ бар.}$$

**Замечание:** 1 бар = 750,06 мм рт. ст. - это обычное и понятное нам давление. То давление, которое показывает барометр. Если стрелка идет влево, - к метели или дождю. Обратимся, однако, к примеру.

Каждые 10 метров водяного столба (воды по глубине) создают давление в одну атмосферу. То есть на глубине 20 метров - давление около двух атмосфер. Около - это только потому, что физики нормальной атмосферой считают 760 мм рт. ст. Давление в жидкости, обусловленное силой тяжести, с каждым десятью метрами (для воды) повышается на одну атмосферу. На глубине 100 метров - это десять атмосфер, на 1000 м - уже сто.

#### 1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ НА ПЛОСКУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Определим силу давления со стороны жидкости на любую плоскую фигуру, расположенную под углом к горизонту, рис. 3.

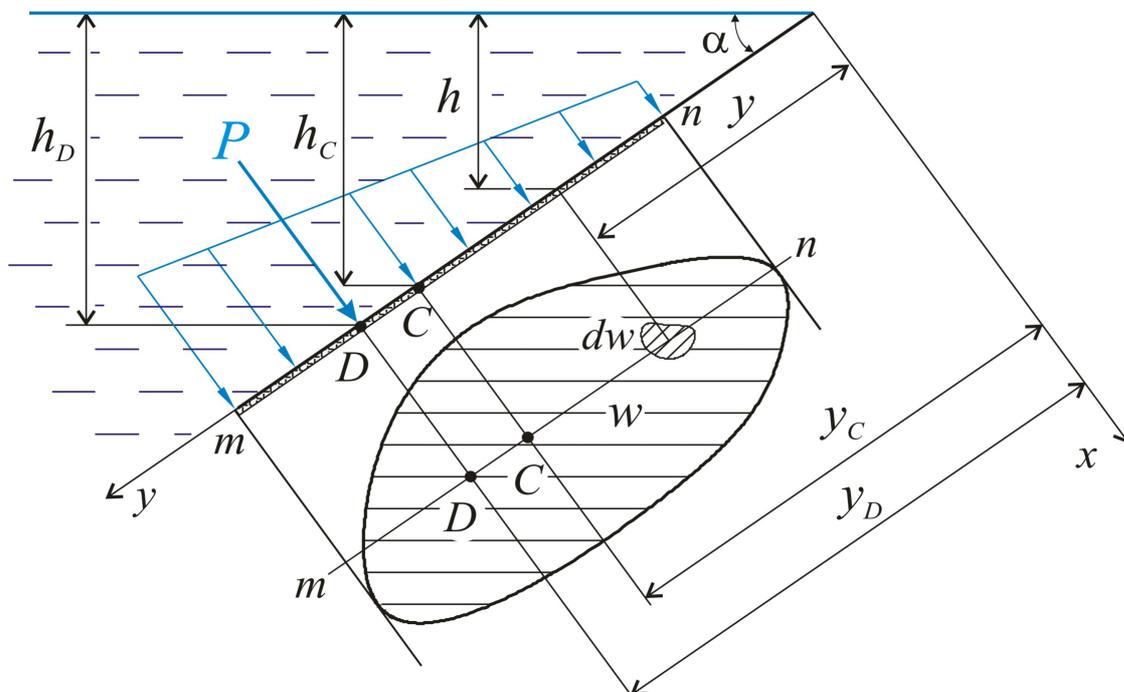


Рис. 3. К определению силы давления жидкости на плоскую фигуру

Давление увеличивается с глубиной, и точка приложения равнодействующей ( $D$ ) силы смещена относительно геометрического центра тяжести плоской фигуры. Площадь плоской фигуры, в пределах координаты по  $y$ , обозначена точками -  $m, n$ . Площадь плоской фигуры  $w$ , глубина центра ее тяжести  $h_c$ . Для любой элементарной площадки  $dw$ , глубина которой  $h$ , сила давления:

$$dP = p \cdot dw = \rho gh \cdot dw.$$

С учетом того, что  $h = y \cdot \sin \alpha$ ,

$$dP = \rho g \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot dw.$$

Сила давления в целом

$$P = \int_w \rho g y \cdot \sin \alpha \cdot dw = \rho \cdot g \cdot \sin \alpha \int_w y \cdot dw.$$

Интеграл  $\int_w y \cdot dw$  есть статический момент площади относительно оси  $x$ , равный произведению площади фигуры на координату центра тяжести, т. е.:

$$\int_w y \cdot dw = w \cdot y_C.$$

Тогда

$$P = \rho g \cdot \sin \alpha \cdot y_C \cdot w = \rho g h_C \cdot w = p_C \cdot w,$$

т.е. сила давления на любую плоскую фигуру,  $P = p_C \cdot w$ , равна произведению давления в центре тяжести фигуры на ее площадь.

Для определения координаты приложения этой силы, или  $h_D$  или  $y_D$ , используем теорему Вариньона: *сумма моментов составляющих сил относительно оси  $x$  равна моменту равнодействующей относительно той же оси:*

$$\int_w dP \cdot y = P \cdot y_D,$$

откуда координата центра давления

$$y_D = \frac{\int_w dP \cdot y}{P} = \frac{\int_w y \cdot \rho \cdot \sin \alpha \cdot dw}{\rho g \sin \alpha \cdot y_C \cdot w} = \frac{\int_w y^2 dw}{y_C \cdot w}.$$

Интеграл  $\int_w y^2 dw$  есть момент инерции относительно оси  $x$ :

$$J_x = y_C^2 \cdot w + J_C.$$

В этой формуле  $J_C$  - момент инерции фигуры относительно оси, проходящей через центр тяжести фигуры.

Тогда

$$y_D = \frac{y_C^2 \cdot w + J_C}{y_C \cdot w} = y_C + \frac{J_C}{y_C \cdot w},$$

или

$$y_D - y_C = \frac{J_C}{y_C \cdot w},$$

т.е. центр тяжести давления всегда располагается ниже центра тяжести фигуры, давление нарастает по глубине, и поэтому равнодействующая сила давления смещается вниз.

**Пример 2.** Определить силу давления воды ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) на плоскую вертикальную стенку высотой  $h = 3 \text{ м}$  и шириной  $b = 1 \text{ м}$ .

Определить координату приложения силы на стенку.

*Решение.* Построим эпюру для избыточного давления, создаваемого водой.

В верхней точке,  $A$  - избыточное давление со стороны воды равно нулю.

На глубине  $h$  избыточное давление составляет:

$$p_{\text{изб}} = \rho gh$$

(это второе слагаемое в основном уравнении гидростатики).

Эпюра давления представляется линейной зависимостью (треугольник) от глубины, см. рис. 4.

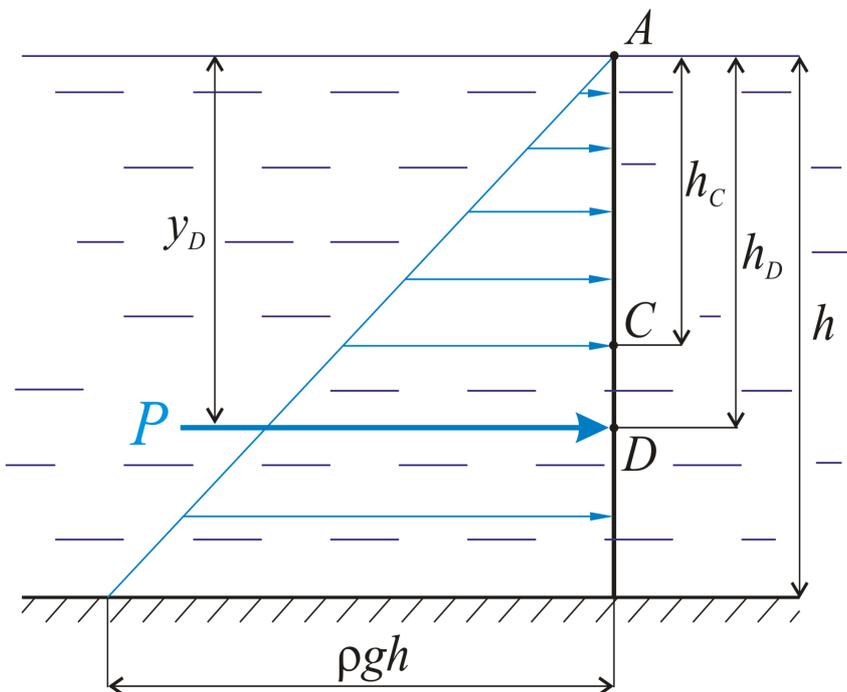


Рис. 4. Давление с глубиной увеличивается по линейному закону

Сила давления на плоскую фигуру определяется как  $P = p_C \cdot w = \rho gh_C \cdot w$ ,  $[H] = 4,5 \text{ м}$ . Определим координату центра давления, т.е. точку приложения равнодействующей:

$$y_D = y_C + \frac{J_C}{y_C \cdot w} = h_C + \frac{J_C}{h_C \cdot w} = 1,5 + \frac{1 \cdot 3^3}{12 \cdot 1 \cdot 1,5} = 2 \text{ м}.$$

Здесь  $J_C = \frac{bh^3}{12} = \frac{1 \cdot 3^3}{12}, [м^4]$  - момент инерции площади прямоугольника

относительно центральной горизонтальной оси.

Равнодействующая приложена на расстоянии  $h/3 = 1 м$  от дна,  $y_D = 2 м$ . Это обычная замена треугольной эпюры равнодействующей, т. е. силой  $P$ .

### Пример 3

Определить силу давления воды на квадратный щит размерами  $1,5 \times 1,5 м^2$ , если центр тяжести квадрата расположен на глубине  $3 м$ , рис. 5 а-в). Во всех вариантах глубина центра тяжести квадратного затвора,  $h_C = 3 м$ , одинакова.

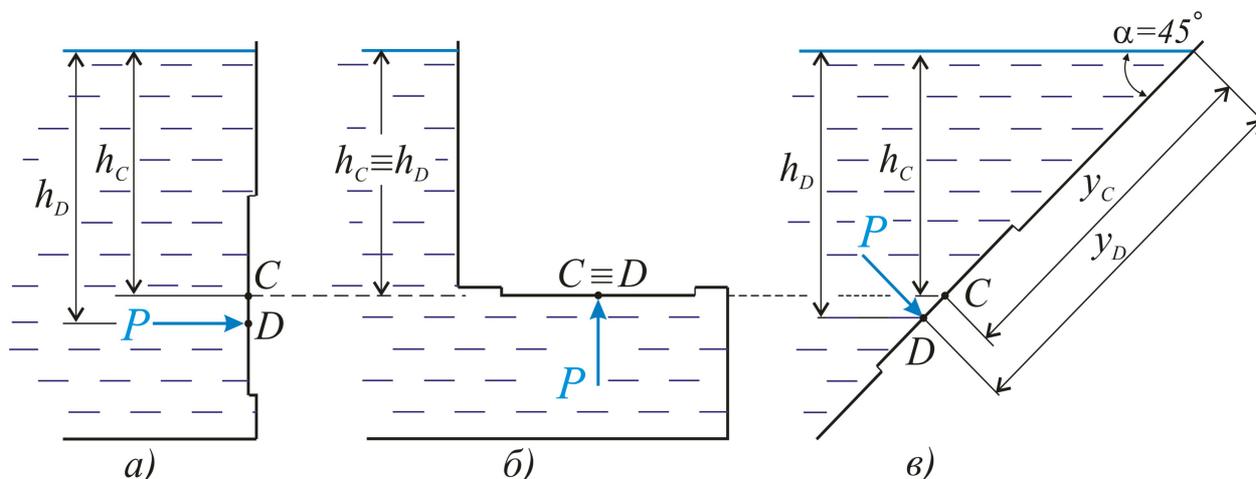


Рис.5. К примеру 2

*Решение.* Сила давления жидкости для всех трех вариантов одинакова:

$$P = \rho g \cdot h_C \cdot w = 1000 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 1,5 Н = 6,75 (Т).$$

Определим точку приложения этой силы.

Для варианта а):

$$y_D = y_C + \frac{J_C}{y_C \cdot w} = h_C + \frac{J_C}{h_C \cdot w} = 3 + \frac{1,5 \cdot 1,5^3}{3 \cdot 1,5 \cdot 1,5} = 3,063 м.$$

Для варианта б):

$$h_C = h_D = 3 м.$$

Для варианта в):

$$y_C = \frac{h_C}{\sin \alpha} = \frac{3 \cdot 2}{\sqrt{2}} = 4,24 м.$$

$$y_D = y_C + \frac{J_C}{y_C \cdot w} = 4,24 + \frac{1,5 \cdot 1,5^3}{4,24 \cdot 1,5 \cdot 1,5} = 4,28 м.$$

Расстояние по вертикали

$$h_D = y_D \cdot \sin \alpha = 4,28 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 3,03 \text{ м.}$$

### 1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ НА КРИВОЛИНЕЙНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Расчет заключается в следующем.

1. Криволинейную поверхность следует отсечь плоской поверхностью (или несколькими поверхностями). Как правило, эти поверхности - вертикальные или горизонтальные.

2. Рассмотреть равновесие криволинейного объема жидкости и оценить все силы, под действием которых объем находится в равновесии.

3. Силу давления на криволинейную поверхность определить как равнодействующую всех сил, действующих на криволинейный объем жидкости.

Проще всего пояснить эти положения на примере.

#### Пример 4

Определить силу давления воды на цилиндрическую поверхность радиусом  $r=1 \text{ м}$ , шириной  $b=2 \text{ м}$  (ширина - это размер, перпендикулярный рисунку).

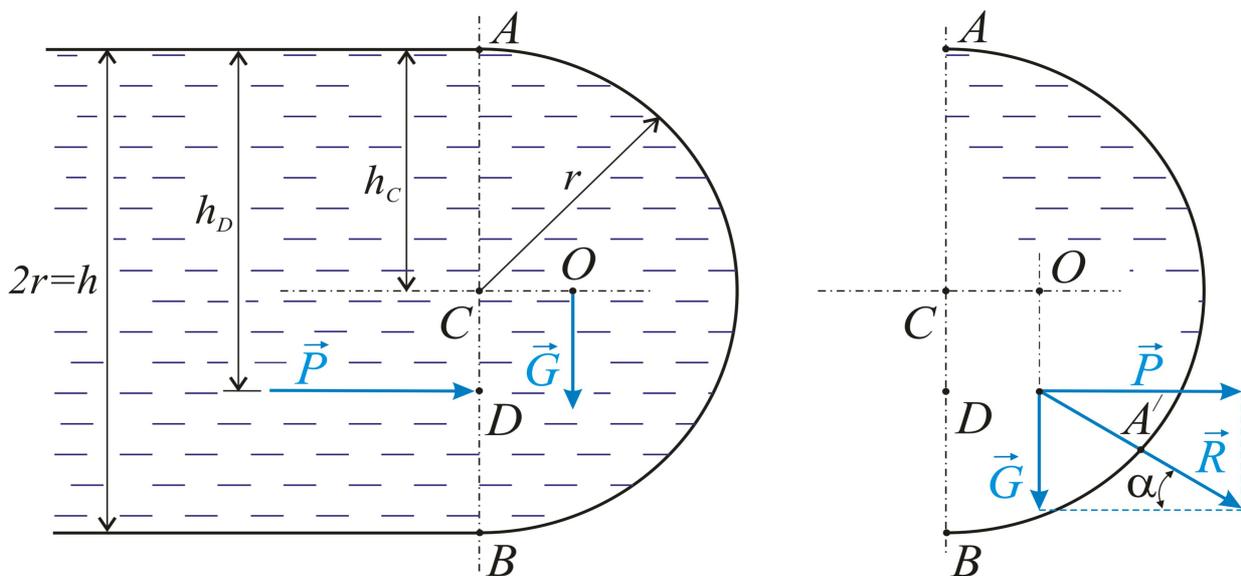


Рис. 6. К примеру 3

*Решение.* Используем изложенную методику расчета для криволинейной поверхности, для этого производим следующее:

1. Отсекаем криволинейный объем вертикальной плоской поверхностью, высотой  $AB=2r=2 \text{ м}$  и шириной  $b=2 \text{ м}$ . В плане - это прямоугольник, центр тяжести которого расположен на глубине  $h_c$ . Площадь прямоугольника  $w=4 \text{ м}^2$ . Сила давления на прямоугольник:

$$P = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot w = 1000 \cdot 9,8 \cdot 1 \cdot 4 [H] = 4 [T].$$

2. Рассмотрим равновесие жидкостного полуцилиндра, см. рис.6.

Вес жидкости в объеме полуцилиндра:

$$G = \rho \cdot g \cdot V = \rho \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot r^2}{2} \cdot b = 1000 \cdot 9,8 \cdot \frac{3,14 \cdot 1^2}{2} \cdot 2 [H] = 3,14 [T].$$

Исходя из условия статического равновесия, следует полагать, что вектор равнодействующей  $\vec{R}$  сил давления на цилиндрическую поверхность будет равен:  $\vec{R} = \vec{P} + \vec{G}$ .

Определим направление и точку приложения вектора  $\vec{R}$ . Для этого выполним построение расчетной силовой схемы в выбранном масштабе, см. рис. 6. С этой целью сначала находим точку приложения вектора силы тяжести  $\vec{G}$  жидкостного объема, расположенного справа от вертикальной плоскости  $AB$  (жидкостного полуцилиндра). Координата приложения вектора силы тяжести  $\vec{G}$ , см. рис. 6:

$$CO = \frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{3,14} = 0,424 \text{ м.}$$

Затем определяем координату  $h_D$  центра давления  $\vec{P}$  на вертикальную плоскость  $AB$  жидкостного объема, расположенного от него слева:

$$h_D = \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot r = \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot 1 = 1,33; \quad CD = h_D - r = 1,33 - 1 = 0,33 \text{ м.}$$

Зная абсолютные величины и точки приложения, переносим векторы  $\vec{P}$  и  $\vec{G}$  по линиям их действия в точку пересечения.

Учитывая, что  $\vec{P} \perp \vec{G}$ , определим численное значение  $\vec{R}$ :

$$R = \sqrt{P^2 + G^2} = \sqrt{4^2 + 3,14^2} = 5,086 [T].$$

Очевидно, диагональ данного прямоугольного треугольника, построенного в соответствующем масштабе, определяет величину и направление равнодействующей давления  $\vec{R}$ .

Точка  $A'$  пересечения вектора  $\vec{R}$  или его линии действия с криволинейной поверхностью будет соответствовать центру давления жидкости (точке приложения равнодействующей давления  $\vec{R}$ ) на заданную поверхность.

## 1.6. ЗАКОН АРХИМЕДА

О самом Архимеде, великом ученом, строителе и защитнике родного города Сиракузы (Сицилия), можно найти страницы в этой же книжке (см. приложение). Суть закона Архимеда внешне проста. Почему обыкновенное дерево плавает на поверхности воды? А другое, набравшись этой самой воды, как, например, лиственница, тонет навсегда?

Кстати, значительная часть зданий Ленинграда (Санкт-Петербурга) основанием своим имеет именно лиственницы, не уступающие по прочности современным бетонным сваям. И закаменевший ствол лиственницы никогда всплывать не начнет, подчиняясь закону Архимеда. Предложим закон совершенно не в догматической форме, а сохраняя его смысл.

На любое тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая (т.е. направленная вверх) Архимедова сила, равная весу вытесненной жидкости. Подчеркнем - сила, равная весу. То есть если решать в современных единицах, то ответ получим в *ньютон*ах.

Кстати, закон Архимеда справедлив и для аэростатов, дирижаблей и всего того, что находится или движется в воздухе.

Представляется интересным привести следующие сведения из книги академика Алексея Николаевича Крылова, замечательного ученого по теории корабля, кораблестроению и строительной механике корабля.

2200 лет тому назад величайший математик всех времен и народов Архимед нашел и доказал тот основной закон, который решает все вопросы и плавучести корабля; в нем же заключаются и основания учения об остойчивости.

Это сочинение Архимеда состоит из двух книг, или глав, первая из которых содержит два основных положения, или постулата, и девять предложений.

Книга вторая включает учение об определении положений равновесия образующей параболоида вращения и включает десять предложений.

Чтобы дать понятие об этом труднейшем для изучения из всех сочинений Архимеда, приводим некоторые из этих предложений.

**Постулат 1.** Предполагается, что природа жидкости такова, что при равномерном и непрерывном расположении частей ее та часть, которая подвергается меньшему давлению, гонится тою, где давление больше.

Всякая часть жидкости подвержена давлению жидкости, над нею находящейся по отвесному направлению, хотя бы жидкость где-либо опускалась или гналась из одного места в другое.

*Предложение 1*

Если сечение поверхности любую плоскостью, проведенной через данную точку, есть круг, то эта поверхность есть шар.

*Предложение 2*

Поверхность всякой покоящейся жидкости сферическая, центр которой совпадает с центром Земли.

*Предложение 3*

Если тело при равных объемах весит столько же, сколько данная жидкость, то, будучи в эту жидкость помещено, оно погрузится в нее настолько, что над поверхностью жидкости ничего от тела не останется, но оно не опустится глубже.

*Предложение 4*

Если более легкое, нежели жидкость, тело будет в нее помещено, то часть тела останется над поверхностью жидкости.

### *Предложение 5*

Если более легкое, нежели жидкость, тело будет в нее помещено, то оно погрузится настолько, что объем жидкости, равный объему погруженной части, весит столько же, как и все тело.

### *Предложение 6*

Если более легкое, нежели жидкость, тело будет в нее погружено, то оно с тем большею силою будет всплывать, чем больше вес жидкости при равном с телом объеме.

### *Предложение 7*

Если более тяжелое, нежели жидкость, тело будет в нее помещено, то оно опустится на дно, и его вес в жидкости уменьшится настолько, сколько весит жидкость в объеме, равном объему тела.

### **Постулат 2**

Мы предполагаем, что сила, которою плавающее в жидкости тело поддерживается, направлена вертикально вверх и проходит через его центр тяжести.

### *Предложение 8*

Если более легкое, нежели жидкость, твердое тело имеет форму сегмента шара и погружено в жидкость так, что основание сегмента не касается жидкости, то этот сегмент займет такое положение, при котором его ось вертикальна. Если сегмент наклонить так, что его основание коснется жидкости, то, будучи предоставлен самому себе, этот сегмент займет такое положение, при котором его ось вертикальна.

### *Предложение 9*

Если более легкий, нежели жидкость, шаровой сегмент погружен в жидкость так, что все его основание находится в жидкости, то, будучи предоставлен самому себе, он примет такое положение, при котором его ось вертикальна и основание внизу.

Во второй книге - одиннадцать предложений, в которых показываются возможные положения устойчивого равновесия такого сегмента параболоида вращения, у которого основание перпендикулярно к оси параболоида, при разных отношениях как плотности параболоида к плотности жидкости, так и высоты его к параметру производящей параболы. Не правда ли, прочитанные две страницы интересней сухого изложения закона Архимеда?

## 1.7. ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Паскаль Блез Луи (1623-1662) – замечательный французский математик, физик, писатель и философ. (Подробнее смотрите в приложении.)

Закон Паскаля, используемый сегодня в гидроприводах, гидронасосах и в установках, где энергия передается с помощью жидкости, может быть сформулирован следующим образом.

Давление, создаваемое на свободной поверхности жидкости, передается по всему ее объему совершенно одинаково.

Просто, гениально - и подтверждается практикой.

Заслуги Паскаля Б.Л. в науке достойны нашего уважения и признания.

# ЧАСТЬ ВТОРАЯ

## ГИДРОДИНАМИКА

### 2.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ГИДРОДИНАМИКИ

Гидродинамика изучает законы движения реальных жидкостей. Основными величинами, характеризующими течение жидкости, являются скорость течения ( $u$ ) и давления, изменяющиеся в жидкостном потоке от точки к точке. Для установившегося (стационарного) течения: скорость  $u = f(x, y, z)$  и давление  $p = f_1(x, y, z)$ .

Если  $p, u$  изменяются по времени, то движение является неустановившимся и в общем виде, с учетом параметра времени -  $t$ , зависимости будут иметь следующий вид:

$$u = f(x, y, z, t); \quad p = f_1(x, y, z, t).$$

Если характеристики движения не изменяются по длине потока, то движение жидкости является *равномерным*.

Если жидкость перемещается под воздействием внешнего источника энергии, то движение является *напорным*.

Большинство задач машиностроительной гидравлики рассматривает *установившееся, равномерное и напорное движение*.

### 2.2. О СТРУЙЧАТОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

Будем считать, что поток движущейся жидкости состоит из множества элементарных струек, которые в сумме и образуют этот поток.

В пределах каждой элементарной струйки движущаяся макрочастица жидкости может иметь свою скорость по величине и направлению.

Соединив возможные положения макрочастицы (во времени и пространстве), получим линию тока, которая при установившемся (стационарном) течении совпадает с траекторией движения макрочастицы.

Объединив множество макрочастиц, имеющих ту же траекторию движения с одинаковой скоростью, получим трубку тока, называемую элементарной стружкой жидкости.

Элементарная – в смысле малости. Однако движется сплошная среда, для которой следует сформировать некоторые характеристики.

*Первое.* Форма элементарной струйки при установившемся движении неизменна во времени.

*Второе.* Довольно абстрактное положение. О том, что частицы из элементарных струек не проникают в данную.

*Третье.* О том, что скорости по сечению данной элементарной струйки являются одинаковыми.

### 2.3. ЖИВОЕ СЕЧЕНИЕ И РАСХОД ЖИДКОСТИ

Рассмотрим модель элементарной струйки жидкости, рис. 7, когда через любое сечение элементарной струйки жидкости объемный расход является одинаковым.

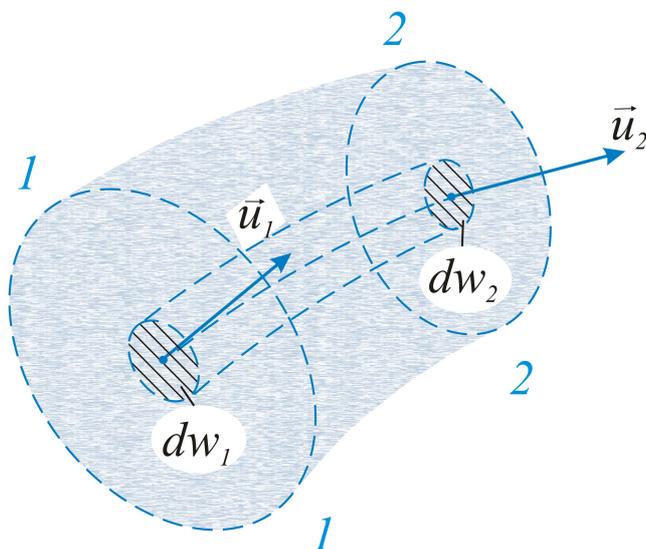


Рис. 7. Элементарная струйка жидкости

Расходом  $Q$  – называется количество сплошной (несжимаемой) среды, проходящей через заданную площадь (сечение). Возьмем сечение 1–1. Объемное количество проходящей со скоростью  $u_1 = u$  жидкости, проходящей через элементарную площадку  $dw_1$ , взятую в этом сечении, составит величину:

$$dQ_1 = u \cdot dw_1 \left[ \frac{m^3}{c} \right],$$

где  $u, \left[ \frac{m}{c} \right]$  – скорость по сечению площадью  $dw_1 [m^2]$ .

В этой формуле аксиоматически подразумевается, что вектор скорости направлен по нормали к поперечному сечению в любой его точке.

*Живым сечением* элементарной струйки (потока) является поверхность, в пределах которой векторы скорости нормально расположены по отношению к сечению. Рассмотрев формулу для элементарного расхода  $dQ_1$ , можно утверждать, что для потока с живым сечением  $w_1$  полный расход  $Q_1$  определится как:

$$Q_1 = \int_w u dw_1 \Rightarrow Q_1 = w_1 \cdot V_1,$$

где  $V_1$  – средняя (по расходу) скорость, определяемая по фактическому

расходу  $Q_1, \left[ \frac{m^3}{c} \right]$  и площади живого сечения  $1-1$   $w_1, [m^2]$ .

При движении жидкости в трубах – это поперечное сечение, определяемое как  $w = \frac{\pi d^2}{4}$ , где  $d$  – внутренний диаметр трубы.

Для элементарной струйки несжимаемой жидкости постоянство расхода означает, что

$$dQ = u_1 dw_1 = u_2 dw_2.$$

В масштабах целого потока жидкости:

$$Q = V_1 w_1 = V_2 w_2.$$

Оба данных уравнения при движении сплошной среды (жидкости) называются *уравнениями неразрывности* (или *сплошности потока*).

**Пример 5.** Труба диаметром  $d_1 = 0,5$  м через конический насадок присоединена к трубе диаметром  $d_2 = 1$  м. Средняя скорость в меньшей трубе  $V_1 = 2$  м/с.

Какова будет средняя скорость в трубе большего диаметра?

*Решение.* Используем уравнение неразрывности потока. Расход жидкости для поперечных сечений первой трубы и второй является постоянной величиной:

$$Q = V_1 w_1 = V_2 w_2 \Rightarrow Q = V_1 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4} \Rightarrow V_2 = V_1 \cdot \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 = 2 \cdot \left( \frac{0,5}{1,0} \right)^2 = 0,5 \frac{m}{c},$$

т.е. скорость в трубе вдвое большего диаметра будет вчетверо меньше:  
 $V_2 = 0,25 \cdot V_1$ .

## 2.4. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Получим уравнение неразрывности в дифференциальной форме. Рассмотрим движение сплошной среды, в которой находится элементарный объем – параллелепипед со сторонами  $dx, dy, dz$ , см. рис. 8.

На горизонтальной оси обозначим точки  $A$  и  $A'$ , расположенные на левой и правой гранях размерами  $dy dz$ .

Ввиду малости этих площадок, скорости по каждому из сечений считаем постоянными. Примем для левой грани скорость равной  $u_x$ .

В общем случае, при возможном изменении скорости по оси  $x$ , ее значение для правой грани определяется с учетом градиента скорости, т.е.:

$$u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} \cdot dx.$$

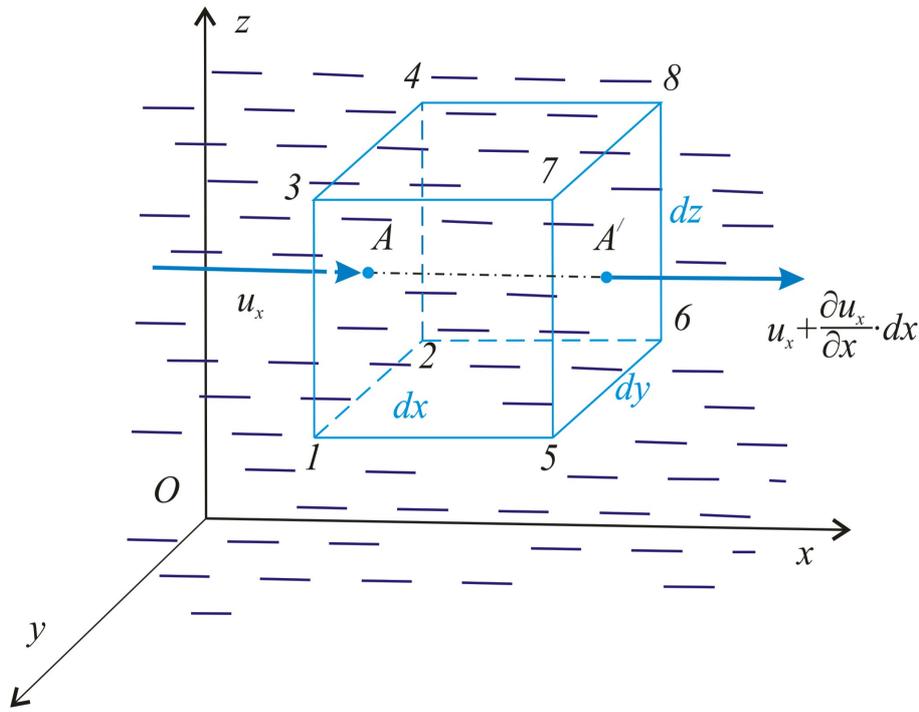


Рис. 8. В заданном объеме несжимаемой жидкости ее количество по массе является неизменным

Для каждой из координат количество приходящей и уходящей жидкости может быть разным. Тем не менее, для всего параллелепипеда выполняется следующее положение: количество приходящей и уходящей жидкости всегда равно. За время  $dt$  через левую грань проходит количество жидкости по массе:

$$dM'_x = \rho \cdot dy \cdot dz \cdot u_x \cdot dt, [\text{кг}],$$

где  $\rho \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$  - плотность жидкости,  $dy \cdot dz, [\text{м}^2]$  - сечение (живое) для левой грани.

Через правую грань такого же сечения, но с другой скоростью, уходит масса жидкости:

$$dM''_x = \rho \cdot dy \cdot dz \left( u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \right) dt, [\text{кг}].$$

Разность по массе приходящей и уходящей жидкости для оси  $x$ :

$$dM_x = dM''_x - dM'_x = \rho \cdot dy \cdot dz \left( u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \right) dt - \rho \cdot dy \cdot dz \cdot u_x \cdot dt \Rightarrow$$

$$dM_x = \rho \cdot \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \cdot dy \cdot dz \cdot dt.$$

Аналогичные выражения можно получить и для осей  $y$  и  $z$ :

$$dM_y = \rho \cdot \frac{\partial u_y}{\partial y} dx \cdot dy \cdot dz \cdot dt;$$

$$dM_z = \rho \cdot \frac{\partial u_z}{\partial z} dx \cdot dy \cdot dz \cdot dt.$$

Для несжимаемой жидкости масса для параллелепипеда остается постоянной, то есть:

$$dM_x + dM_y + dM_z = 0.$$

1. Количество жидкости, проходящее через живые сечения 1–1 и 2–2, является одинаковым.
2. В конкретном, фиксированном объеме несжимаемой сплошной среды (жидкости) ее количество по массе не меняется ( $dM = 0$ ,  $M = const$ ).

## 2.5. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ – УРАВНЕНИЯ ЭЙЛЕРА

В начале раздела «Гидродинамика» отмечено, что основной задачей при изучении движения жидкости является определение давления и скоростей. Для вектора скорости справедливо равенство:

$$\vec{u} = \vec{u}_x + \vec{u}_y + \vec{u}_z,$$

где  $\vec{u}_x$ ,  $\vec{u}_y$ ,  $\vec{u}_z$  - составляющие вектора скорости по осям  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

Воспользуемся дифференциальными уравнениями равновесия жидкости. Так, для оси  $x$ :

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \left[ \frac{H}{кг} \right].$$

В этом уравнении силы отнесены к единице массы ( $кг$ ). Для получения дифференциального уравнения движения в уравнение следует добавить силу инерции. (Замечание. Сила инерции, по второму закону Ньютона,  $F = ma$ . Масса в приведенных уравнениях  $m = 1 кг$ . Тогда формально  $F = 1 \cdot a = a$ .)

Ускорение – это производная скорости по времени:  $a = \frac{du}{dt}$ ). Сила инерции должна быть направлена в сторону, противоположную движению, и взята в уравнении со знаком минус.

Сила инерции для оси  $x$ :  $j_x = -\frac{du_x}{dt}$ .

Аналогично для осей  $y$  и  $z$ :  $j_y = -\frac{du_y}{dt}$  и  $j_z = -\frac{du_z}{dt}$ .

Добавив в каждое из трех уравнений равновесия силу инерции со знаком минус, запишем *уравнения Л. Эйлера* (1755г.):

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{du_x}{dt} = 0 \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{du_y}{dt} = 0 \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{du_z}{dt} = 0 \end{cases}$$

Физический смысл дифференциальных уравнений движения очевиден, если записать одно из них (возьмем первое) в виде равенства:

$$X = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{du_x}{dt}, \left[ \frac{H}{кг} \right];$$

т.е. любые силы, действующие в движущейся жидкости  $(X, Y, Z)$ , уравновешиваются силами давления и силами инерции.

## 2.6. ВЫВОД УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ ЖИДКОСТИ

Модель элементарной струйки жидкости была представлена ранее. Идеальной жидкостью можно считать такую, в которой отсутствуют силы вязкости, т.е. трение как таковое.

Получить уравнение Бернулли можно, воспользовавшись уравнениями движения Эйлера. Умножив эти уравнения на  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  соответственно и сложив, получим, что:

$$(X dx + Y dy + Z dz) - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) - \left( \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz \right) = 0.$$

В этом уравнении первое слагаемое (в скобках) представляет, как и в гидростатике, действие любых массовых сил и является дифференциалом некой силовой функции –  $du^*$  (не путать со скоростью  $u$ ). Следующее слагаемое – это полный дифференциал давления –  $dp$ .

Последнее слагаемое (со знаком минус) равно половине дифференциала

квадрата скорости, так как:

$$\frac{1}{2} d(u^2) = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} (2u_x \cdot du_x + 2u_y \cdot du_y + 2u_z \cdot du_z).$$

Здесь  $u_x = \frac{dx}{dt}$ ,  $u_y = \frac{dy}{dt}$ ,  $u_z = \frac{dz}{dt}$ , тогда:  $du^* - \frac{1}{\rho} dp - \frac{1}{2} d(u^2) = 0$ .

Интегрируя, получим:  $u^* - \frac{p}{\rho} - \frac{u^2}{2} = const$ , или для любых двух сечений в элементарной струйке:

$$u_1^* - \frac{p_1}{\rho} - \frac{u_1^2}{2} = u_2^* - \frac{p_2}{\rho} - \frac{u_2^2}{2}.$$

Рассмотрим важнейший вариант - в жидкости действуют силы тяжести (по оси  $z$ ),

тогда  $X=0, Y=0, Z=-g, \left[ \frac{H}{\text{кг}} \right]$ ; т.е.  $du^* = -gdz$ .

Уравнение в дифференциальной форме

$$-g \cdot dz - \frac{dp}{\rho} - \frac{1}{2} d(u^*) = 0$$

можно проинтегрировать:

$$-g \cdot z - \frac{p}{\rho} - \frac{u^2}{2} = const,$$

т.е.:

$$-g \cdot z_1 - \frac{p_1}{\rho} - \frac{u_1^2}{2} = -g \cdot z_2 - \frac{p_2}{\rho} - \frac{u_2^2}{2} = \dots$$

Изменив все знаки на плюс, после деления на ускорение свободного падения получим, что:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}, [M].$$

Данное выражение является *уравнением Бернулли*, предложенное им в 1738 г. Отметим, однако, что в настоящем изложении использованы

дифференциальные уравнения движения Л. Эйлера, полученные им в 1755 г. и опубликованные в «Известиях Петербургской Академии наук» только в 1769 г.

Обратимся к составляющим (слагаемым) в уравнении Бернулли.

При выводе масса принята равной  $1 \text{ кг}$  ( $m=1 \text{ кг}$ ) и каждое слагаемое поделено на ускорение свободного падения, т.е. в уравнении все составляющие отнесены к единице веса жидкости  $mg [H]$ . Умножим каждое из слагаемых на эту величину. Рассмотрим подробно каждое слагаемое в полученном выражении.

$$\text{Первое слагаемое: } mgz, \left[ \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \right] = [H \cdot \text{м}] = [\text{Дж}],$$

где  $z, [м]$  – высота положения макрочастицы жидкости. Из курса физики известно, что произведение  $mgz$  (или  $mgh$ ) соответствует *потенциальной энергии положения*.

$$\text{Второе слагаемое: } mg \cdot \frac{p}{\rho g}, \left[ \frac{\text{кг} \cdot (\text{Н} / \text{м}^2)}{\text{м} / \text{с}^2} \right] = [\text{Дж}].$$

Данное выражение представляет собой *энергию давления*.

Сумма удельной (т.е. отнесенной к единице веса жидкости) энергии положения и энергии давления является *потенциальной энергией жидкости*:

$$z + \frac{p}{\rho g} = E_{\Pi}, [м].$$

**Третье слагаемое:**  $mg \cdot \frac{u^2}{2g} = \frac{mu^2}{2}$ , [Дж], представляет собой *кинетическую энергию жидкости*, т.е.:

$$\frac{mu^2}{2} = E_K.$$

Заметим, что  $u, \left[ \frac{м}{с} \right]$  – скорость течения в данном живом сечении для элементарной струйки идеальной жидкости.

Сумма  $E_{\Pi} + E_K = E$  представляет собой полную энергию, и уравнение Бернулли можно записать как закон сохранения и превращения энергии для двух сечений в движущейся идеальной жидкости, т.е.:  $E_1 = E_2$ .

## 2.7. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЦЕЛОГО ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

В реальных задачах при движении вязкой жидкости равенство  $E_1 = E_2$  не выполняется. Почему? Дело в том, что энергия жидкости по ходу её

движения уменьшается. Для перемещения жидкости следует затратить энергию.

Таким образом, величина энергии в следующем по ходу сечении 2–2 будет меньше, чем в рассматриваемом сечении 1–1, т.е.

$$E_1 = E_2 + \Delta E, [м],$$

где  $\Delta E$  – потери энергии для вязкой жидкости.

Потери энергии, отнесенные к единице веса жидкости, практически во всей технической литературе обозначаются как  $h_{w_{1-2}} = \Delta E$ .

$h_{w_{1-2}}, [м]$  – это потери энергии на гидравлическое сопротивление при движении вязкой жидкости. т.е.:

$$E_1 = E_2 + h_{w_{1-2}}, [м].$$

Это следует учесть в случае использования уравнения Бернулли для целого потока вязкой жидкости.

При движении потока имеет место среднерасходная скорость, определяемая как отношение объемного расхода к живому сечению (для трубы

$$w = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ где } d - \text{внутренний диаметр трубы}.$$

Эта скорость,  $V = \frac{4 \cdot Q}{\pi d^2}, \left[ \frac{м}{с} \right]$ , и используется в уравнении Бернулли вида

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}}, [м], \text{ для потока реальной жидкости.}$$

Основной задачей гидродинамики является оценка потерь на гидравлическое сопротивление в конкретной задаче.

Определим  $h_w$  – значит, определим и конкретный насос (центробежный или объемного типа), который создает давление, равное или превышающее значение  $h_w$ , т.е. насос, обеспечивающий необходимый расход жидкости и соответствующую этому расходу скорость движения в трубопроводе.

## 2.8. ЗАКОН ТРЕНИЯ В ЖИДКОСТИ – ЗАКОН НЬЮТОНА

Реальная жидкость всегда является вязкой и поэтому оказывает сопротивление любому внешнему воздействию.

Если расположенные рядом жидкостные слои движутся с разными скоростями, то между ними возникает сила трения.

По Ньютону, эта сила пропорциональна градиенту скорости между слоями жидкости, см. рис. 9.

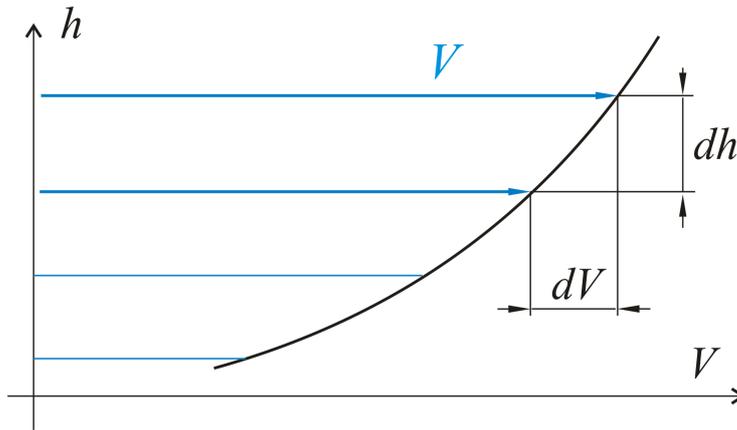


Рис. 9. К закону Ньютона (о трении в жидкости)

Соответственно:

$$\tau = \pm \mu \frac{dV}{dh}, \left[ \frac{H}{M^2} \right].$$

В этой формуле:

$V, \left[ \frac{M}{c} \right]$  - скорость жидкости;

$h, [M]$  - координата (нормаль к вектору скорости);

$\mu, \left[ \frac{H \cdot c}{M^2} \right]$  - динамический коэффициент вязкости или коэффициент

пропорциональности в законе трения Ньютона.

Касательная сила трения  $\tau, \left[ \frac{H}{M^2} \right]$ , отнесенная к единице площади соприкасающихся слоев, называется удельной.

Для любой другой площади  $S$  сила трения :

$$T_{mp} = \tau \cdot S [H].$$

Знак (плюс или минус) в уравнении принимается в зависимости от знака градиента скорости  $grad_h V = \frac{dV}{dh}$  с таким расчетом, что в конкретной задаче сила трения всегда направлена в сторону, противоположную движению жидкости, как сила реального гидравлического сопротивления. Далее используется также зависимость:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \left[ \frac{M^2}{c} \right].$$

В этой зависимости:

$\nu, \left[ \frac{м^2}{с} \right]$  - кинематический коэффициент вязкости жидкости;  
 $\rho, \left[ \frac{кг}{м^3} \right]$  - плотность жидкости.

По сути, и динамический, и кинематический коэффициенты вязкости жидкости ( $\mu$  и  $\nu$ ) оценивают одно свойство жидкости – ее вязкость.

При повышении температуры вязкость капельных жидкостей всегда уменьшается (вода, масло и т.д.). Для газов, например воздуха, вязкость возрастает. Хотя практически это малозаметно.

## 2.9. ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ ДЛЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

Считаем, что *подобными* являются два жидкостных потока (подобные в геометрическом и физическом смысле). Возьмем, к примеру, движущиеся два цилиндрических потока, см. рис. 10.

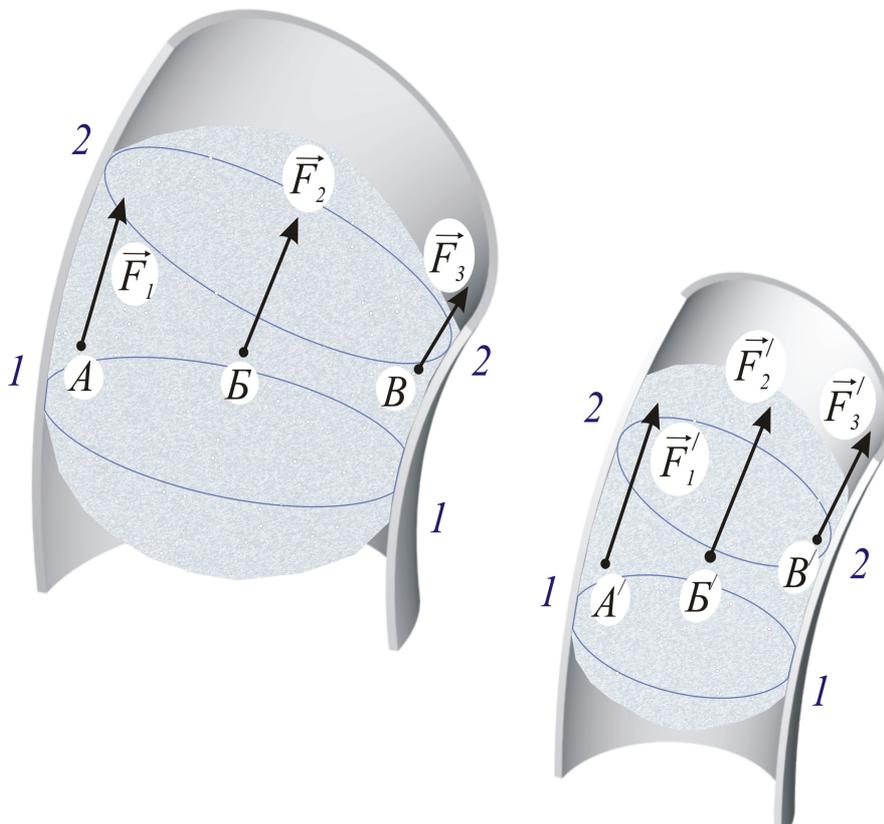


Рис. 10. К закону гидродинамического подобия

Приведем формулировку Ньютона (1686 г.):

*В динамически подобных потоках действующие в сходственных точках силы должны находиться в одинаковых соотношениях.*

Это означает, что силы не могут быть произвольными - между ними должно выполняться вполне определенное соответствие. К примеру, если

приведенные в примере цилиндрические потоки подобны, то для сил должно выполняться следующие условие:

$$\frac{F_1}{F'_1} = \frac{F_2}{F'_2} = \frac{F_3}{F'_3} = \dots$$

Получим отношение сил, действующих в двух гидродинамических системах, используя второй закон динамики – закон Ньютона.

*Замечание 1.* Поскольку далее записывается отношение двух одинаковых физических величин, то получаемый результат всегда является безразмерным.

*Замечание 2.* В числителе и знаменателе такого отношения (дроби) допустимо использование размерностей записанных величин. При этом необходимо, чтобы эти обе физические величины были формально записаны одинаково.

Введем следующие обозначения:

$l_1, l_2$  – размеры в подобных системах;

$m_1, m_2$  – массы;

$W_1, W_2$  – объемы, отношение которых  $\frac{W_1}{W_2} = \frac{l_1^3}{l_2^3}$ ;

$a_1, a_2$  – ускорение; с учетом размерности:  $a_1 = \frac{l_1}{t_1^2}$ ,  $a_2 = \frac{l_2}{t_2^2}$ ;

$V_1, V_2$  – скорости, где  $V_1 = \frac{l_1}{t_1}$ ,  $V_2 = \frac{l_2}{t_2} \dots$

Отношение сил, действующих на основании второго закона динамики:

$$\frac{m_1 a_1}{m_2 a_2} = \frac{\rho_1 W_1 a_1}{\rho_2 W_2 a_2} = \frac{\rho_1 l_1^3}{\rho_2 l_2^3} \cdot \frac{l_1}{t_1^2} \cdot \frac{t_2^2}{l_2} = \frac{\rho_1 l_1^2}{\rho_2 l_2^2} \cdot \frac{l_1^2}{t_1^2} \cdot \frac{t_2^2}{l_2} = \frac{\rho_1 l_1^2 V_1^2}{\rho_2 l_2^2 V_2^2}$$

Полученное безразмерное число называется *числом Ньютона*:

$$Ne = \frac{\rho_1 l_1^2 V_1^2}{\rho_2 l_2^2 V_2^2}$$

Выведем условие подобия реальных жидкостных потоков, в которых основными являются силы вязкости (силы трения). На основании закона трения Ньютона полная сила трения может быть оценена как:

$$T_{mp} = \tau \cdot S = \mu \frac{dV}{dh} \cdot S, \left[ \mu \frac{V}{l} \cdot l^2 \right] = [\mu \cdot V \cdot l].$$

Отношение сил трения  $\frac{T_{mp_1}}{T_{mp_2}}$  не может быть произвольным, оно должно быть равно числу Ньютона:

$$\frac{T_{mp_1}}{T_{mp_2}} = Ne,$$

т.е.:

$$\frac{\mu_1 V_1 l_1}{\mu_2 V_2 l_2} = \frac{\rho_1 l_1^2 V_1^2}{\rho_2 l_2^2 V_2^2} \Rightarrow \frac{\mu_1}{\mu_2} = \frac{\rho_1 l_1 V_1}{\rho_2 l_2 V_2}.$$

Преобразуем:

$$\frac{V_1 l_1}{\frac{\mu_1}{\rho_1}} = \frac{V_2 l_2}{\frac{\mu_2}{\rho_2}} \Rightarrow \frac{V_1 l_1}{\nu_1} = \frac{V_2 l_2}{\nu_2}.$$

Полученный для каждого потока комплекс является безразмерным:

$$\left[ \frac{V \cdot l}{\nu} \right] = \left[ \frac{\frac{m}{c} \cdot m}{\frac{m^2}{c}} \right] = [-]$$

Данный комплекс  $\frac{V \cdot l}{\nu} = Re$  – является *критерием Рейнольдса*.

Равенство критериев Рейнольдса для двух жидкостных потоков и является условием их гидродинамического подобия, т.е.  $Re_1 = Re_2$ .

Для цилиндрических труб основным определяющим размером является диаметр, т.е.:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}.$$

Численное значение критерия Рейнольдса позволяет оценить известные *режимы течения жидкости*.

Различают следующие режимы течения:

*Ламинарный* при  $0 \leq Re \leq 2300$ .

*Неустойчивый турбулентный (переходный)* при  $2300 < Re < 10^4$ .

*Устойчивый турбулентный* при  $Re \geq 10^4$ .

**Пример 6.** Вода при температуре  $t = 20^\circ C$  движется со скоростью  $V = 2 \text{ м/с}$  в трубе с внутренним диаметром  $d = 200 \text{ мм}$ . Определить режим движения жидкости.

*Решение.* Режим течения определяется значением числа Рейнольдса

$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$ . При температуре  $t = 20^\circ \text{C}$  кинематический коэффициент

вязкости для воды имеет значение:  $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}, [m^2/c]$ .

Тогда критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,200}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 4 \cdot 10^5 \geq 10^4,$$

т.е. режим движения жидкости – устойчивый турбулентный.

**Пример 7.** В трубе диаметром  $d_1 = 100 \text{ мм}$  движется вода со скоростью  $V_1 = 0,5 \text{ м/с}$ . Температура воды  $t = 20^\circ \text{C}$ . Определить скорость движения воды при той же температуре во второй трубе диаметром  $d_2 = 50 \text{ мм}$ , из условий одинаковости режима течения в обеих трубах. Указать режим течения жидкости.

*Решение.* Одинаковый режим имеет место в случае, когда  $Re_1 = Re_2$ ,

т.е.:  $\frac{V_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu_2}$ . При одинаковой температуре  $\nu_1 = \nu_2$  и скорость

движения воды во второй трубе:

$$V_2 = \frac{V_1 \cdot d_1 \cdot \nu_2}{d_2 \cdot \nu_1} = \frac{0,5 \cdot 0,1}{0,050} = 1 \text{ м/с}.$$

Режимы течения жидкости в обеих трубах определяются критерием Рейнольдса:

$$Re = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu_2} = \frac{0,5 \cdot 0,1}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 5 \cdot 10^4 \geq 10^4.$$

Можно утверждать, что и в этом случае режим движения устойчивый турбулентный.

## 2.10. ПЬЕЗОМЕТР И ТРУБКА ПИТО

*Пьезометр* – представляет собой простейший жидкостный прибор (стеклянная градуированная трубка) для измерения статического давления, которое и будет определять высоту подъема в ней жидкости.

*Трубка Пито* – это изогнутая под углом  $90^\circ$  трубка малого диаметра. Трубка Пито служит для определения скорости движения жидкости.

Высота жидкости в трубке Пито превышает показания пьезометра на величину динамического напора, см. рис. 11.

Для сечения 1–1, где установлен пьезометр, и сечение 2–2, где установлена трубка Пито, запишем уравнение Бернулли, полагая, что плоскость сравнения совпадает с осью движения жидкостного потока ( $z_1 = z_2 = 0$ ), т.е.:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}.$$

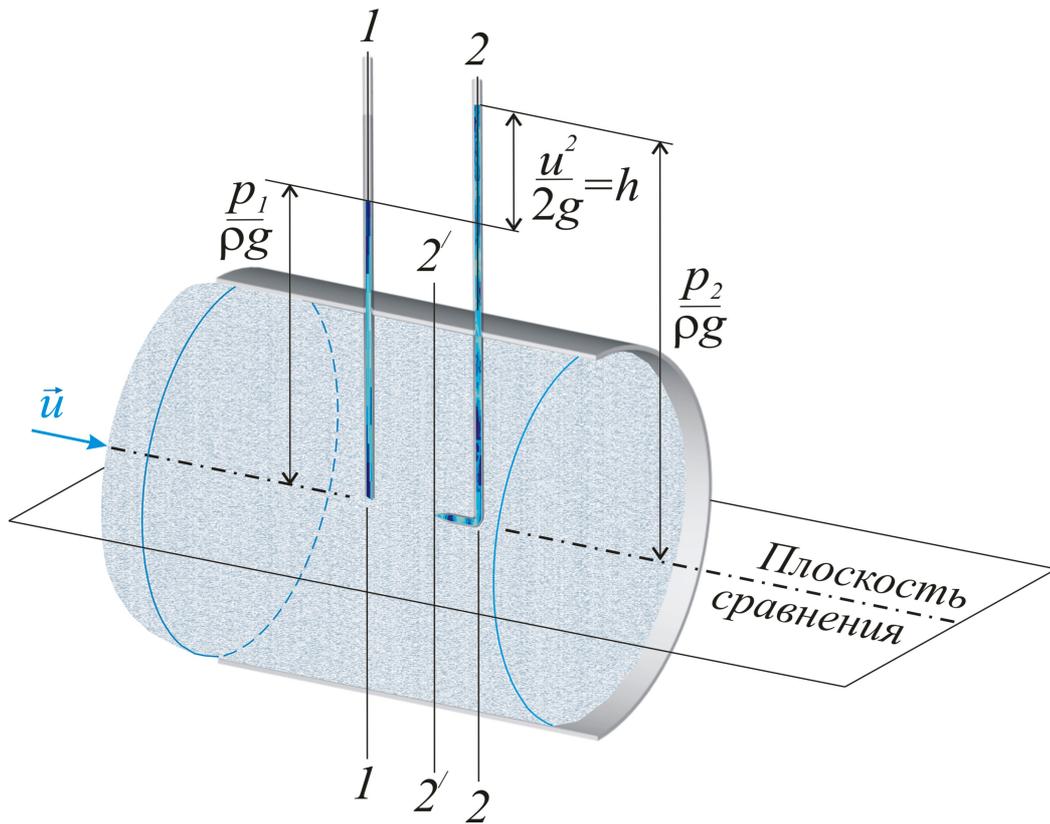


Рис. 11. Пьезометр и трубка Пито

Скорость  $u_2$  для трубки Пито равна нулю.

Тогда  $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g}$ , или  $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = h$ ,

откуда:

$$u_1^2 = 2gh \Rightarrow u_1 = \sqrt{2gh}, \left[ \frac{м}{с} \right].$$

В последнюю формулу вводится так называемый скоростной коэффициент  $\varphi$ , позволяющий оценить скорость движения элементарной струйки как  $u_1 = u = \varphi \sqrt{2gh}$ . Коэффициент  $\varphi$  практически близок к единице: ( $\varphi = 0,95 \dots 0,98$ ).

## 2.11. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим движение жидкости в открытом русле (канале), рис. 12. При равномерном движении сумма всех сил, действующих на любом направлении, равна нулю.

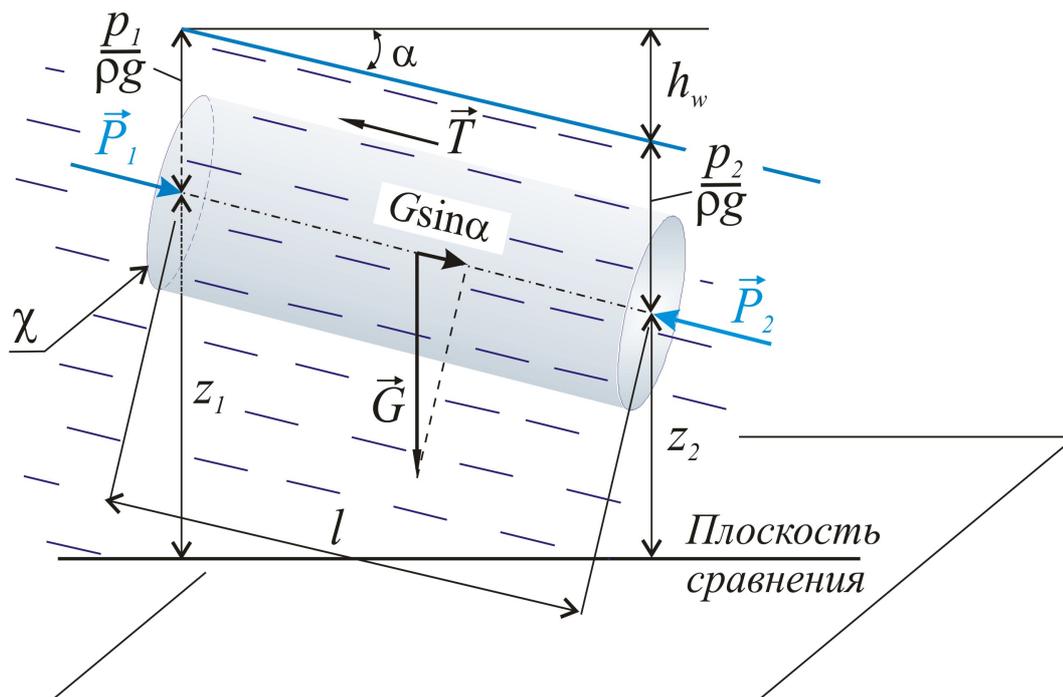


Рис. 12. К выводу основного уравнения равномерного движения жидкости

Для цилиндрического отсека длиной  $l$  запишем действующие на него силы, с учетом того, что свободная поверхность жидкости имеет отклонение от горизонтальной на угол  $\alpha$ . Давление на левой торцевой поверхности площадью  $w$  обусловлено глубиной потока и составляет  $\frac{p_1}{\rho g}$ , [м].

Сила давления на эту поверхность определяется, как обычно, произведением давления на площадь, т.е.:  $P_1 = p_1 w$ , [Н]. Для правой торцевой поверхности:  $P_2 = p_2 w$ , [Н]. Эти силы направлены навстречу друг другу, как и в гидростатике, сжимающие сплошную среду. Сила, которая движет жидкость, равна весу цилиндрического объема, умноженному на  $\sin \alpha$  (в физике – это сила скатывания для наклонной поверхности):

$$G \cdot \sin \alpha = \rho g w \cdot l \cdot \sin \alpha.$$

По внешней стороне рассматриваемого цилиндрического объема действует сила трения (внешнего сопротивления, связанного с вязкостью):

$$T = \tau \cdot l \cdot \chi, [Н].$$

Здесь  $\tau$ ,  $\left[ \frac{Н}{м^2} \right]$  – удельная, по Ньютону, сила трения;  $l$ , [м] – длина потока,  $\chi$ , [м] – длина смоченного периметра, т.е. линия, которая определяет внешнюю поверхность цилиндра  $\chi \cdot l$ , [м<sup>2</sup>]. Запишем для оси цилиндра

общее уравнение равновесия сил:

$$P_1 - P_2 + G \cdot \sin \alpha - T = 0.$$

Учитывая, что  $\sin \alpha = \frac{z_1 - z_2}{l}$ ,

$$p_1 w - p_2 w + \frac{\rho g \cdot w \cdot l (z_1 - z_2)}{l} - \tau \cdot l \cdot \chi = 0.$$

Разделим все слагаемые в этом уравнении на  $\rho g w$ , а выражение для силы трения перенесем в правую часть:

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 = \frac{\tau \cdot l \cdot \chi}{\rho g h}, [M].$$

Скорости  $V_1 = V_2$  и поэтому не входят в данное уравнение. Однако разность в левой части уравнения представляет разность энергий (как в уравнении Бернулли), т.е. потери на гидравлическое сопротивление:

$$h_{w_{1-2}} = \frac{\tau \cdot l \cdot \chi}{\rho g w}, [M].$$

Физический смысл уравнения равномерного движения жидкости: затраты энергии на перемещение вязкой жидкости прямо пропорциональны вязкости жидкости ( $\tau, \left[ \frac{H}{M^2} \right]$  - по закону Ньютона), длине потока  $l$ , величине смоченного периметра  $\chi$  и обратно пропорциональны площади живого сечения потока  $w$ .

Введем следующие дополнительные понятия:

1. Отношение площади живого сечения к смоченному периметру называется *гидравлическим радиусом*  $R$ :

$$R = \frac{w}{\chi}, \left[ \frac{M^2}{M} = M \right].$$

Для круглой трубы, при полном ее заполнении, при напорном движении жидкости:  $R = \frac{w}{\chi} = \frac{\pi d^2 / 4}{\pi d} = \frac{d}{4} = \frac{r}{2}; [M]$ , (имеется в виду внутренний диаметр / радиус трубы).

2. Отношение потерь на гидравлическое сопротивление к длине потока является *гидравлическим уклоном*  $J$ :

$$J = \frac{h_w}{l} = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}\right)}{l}, \left[\frac{M}{M}\right] = [-].$$

Эти определения используем при изложении теории движения жидкости.

## 2.12. ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим в последующих разделах теорию, а также результаты экспериментальных исследований для основных режимов течения вязкой жидкости – ламинарного и турбулентного.

Самые значительные опыты в исследованиях этой области принадлежат Осборну Рейнольдсу. Формально тот или иной режим оценивается числом Рейнольдса -  $Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$  (для движения жидкости в круглых трубах).

Отметим, однако, качественную сторону вопроса.

1. **Ламинарный** режим соответствует параллельно-струйчатому движению жидкости, когда его частицы движутся параллельно друг другу (это вовсе не означает, что движения частиц будут прямолинейными и параллельны линиям тока).

2. **Турбулентный** режим - это, как правило, интенсивное и достаточно бурное движение жидкостного (газового) потока. Для круглых труб, как уже отмечено ранее, это соответствует значению  $Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \geq 10^4$ .

Вообще, большинство видимых нами течений жидкости или газа являются турбулентными.

Очевидно, к данному режиму течения можно отнести движение воды в арыке, в канале или в любой реке. Это и движение воздуха в атмосфере, начиная от самых малых скоростей до значительных.

Между ламинарным и турбулентным режимами существует переходный режим. Однако, зная решение для ламинарного и турбулентного режимов, как для крайних (предельных), можно оценить с достаточной достоверностью характеристики жидкостного потока с переходным режимом течения.

Итак, ламинарный режим течения будет наблюдаться, если число Рейнольдса для данного жидкостного потока

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \leq 2300.$$

Рассмотрим характер движения жидкости при ламинарном режиме, см. рис. 13.

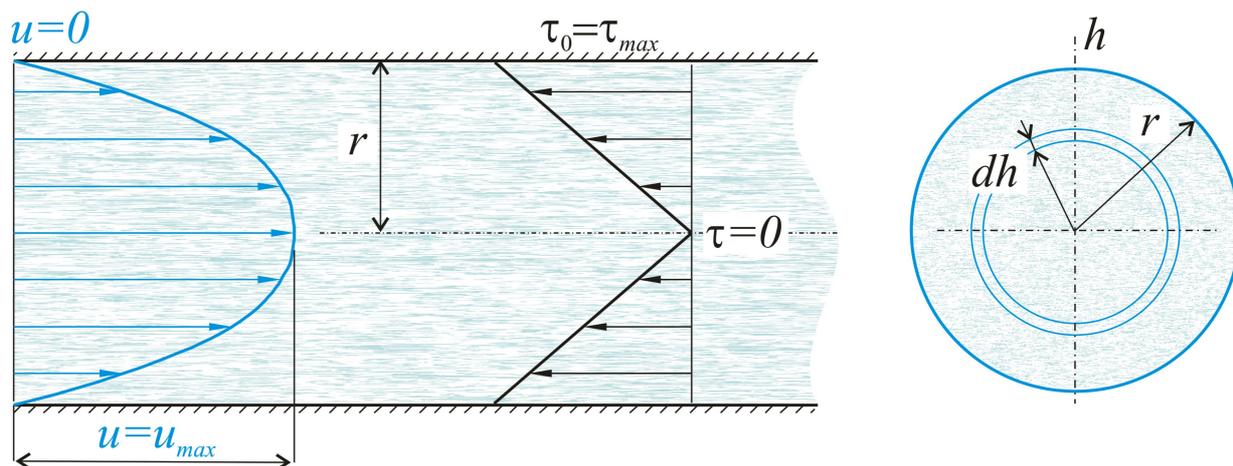


Рис.13. Скорость на внутренней поверхности трубы равна нулю; в центре потока эта скорость максимальна

Используем основное уравнение равномерного движения жидкости:

$$h_w = \frac{\tau \cdot l \cdot \chi}{\rho g w}$$

и запишем гидравлический уклон при движении жидкости:

$$J = \frac{h_w}{l} = \frac{\tau \cdot \chi}{\rho g w} = \frac{\tau}{\rho g \cdot R},$$

где гидравлический радиус трубы:  $R = \frac{w}{\chi} = \frac{d}{4} = \frac{r}{2}$ .

Запишем удельную силу трения  $\tau$ :

$$\tau = \rho g \cdot J \cdot R = \rho g \cdot J \cdot \frac{r}{2},$$

из которой следует, что при  $r=0$ ,  $\tau=0$ , т.е. в центре потока трение как таковое отсутствует. На стенке же, напротив, имеет место максимальное значение:

$$\tau_{max} = \rho g \cdot J \cdot \frac{r}{2}. \text{ В целом функция } \tau = f(r) \text{ представляет собой линейную}$$

зависимость. Решим для ламинарного режима несколько конкретных задач.

1. *Определим закон распределения скорости по живому сечению трубы.*

Используем для этой цели рис. 14.

На левую (1-1) торцевую поверхность действует сила  $P_1 = p_1 w$ , [H], где  $p_1$  - давление,  $w = \pi h^2$  - площадь торца для цилиндра.

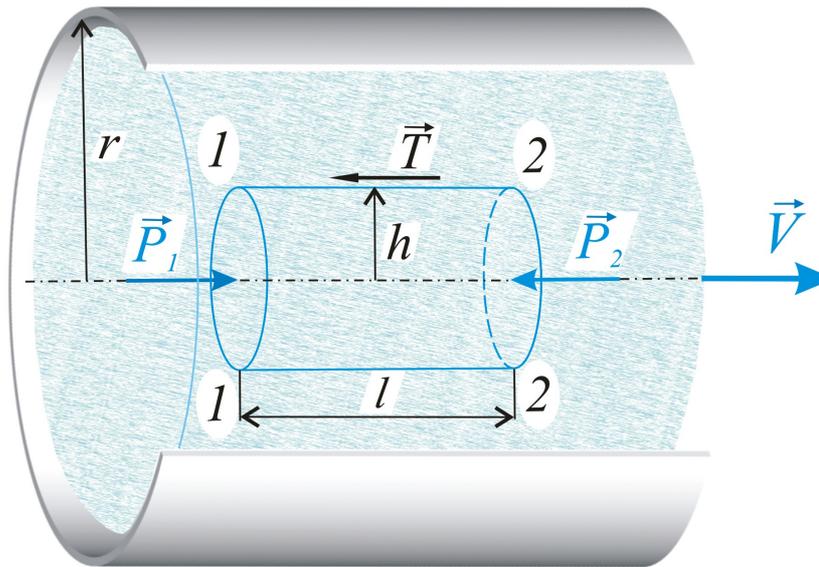


Рис. 14. При равномерном движении жидкости рассматривается условие равновесия для всех сил, действующих на оси потока на правильный цилиндр

Для правой поверхности:  $P_2 = p_2 w$ , [H]. По всей внешней поверхности цилиндра  $2\pi \cdot h \cdot l$  действует сила трения (внешнего сопротивления)  $T = \tau \cdot S = \tau \cdot 2\pi \cdot h \cdot l$ , [H]. Решаем следующее уравнение равновесия:

$$P_1 - P_2 - T = 0 \Rightarrow$$

$$p_1 \cdot w - p_2 \cdot w - T = 0 \Rightarrow$$

$$p_1 \cdot \pi \cdot h^2 - p_2 \cdot \pi \cdot h^2 - 2\pi \cdot h \cdot l \left( -\mu \frac{du}{dh} \right) = 0.$$

Здесь  $\tau = -\mu \frac{du}{dh}$ ,  $\left[ \frac{H}{m^2} \right]$  - удельная сила трения в расчете на единицу

площади.

Определим отсюда дифференциал скорости  $du$ :

$$\pi \cdot h^2 (p_1 - p_2) = -2\pi \cdot h \cdot l \cdot \mu \frac{du}{dh} \Rightarrow h \cdot \Delta p = -2l \cdot \mu \frac{du}{dh} \Rightarrow$$

$$du = -\frac{\Delta p}{2l \cdot \mu} \cdot h \cdot dh = -\frac{\Delta p \cdot \rho}{2l \cdot \mu \cdot \rho} \cdot h \cdot dh.$$

Используем отношение:  $\frac{\mu}{\rho} = \nu$  - кинематический коэффициент вязкости

жидкости. Тогда  $du = -\frac{\Delta p}{2l \cdot \nu \cdot \rho} \cdot h \cdot dh$ , откуда общее решение для скорости:

$$u = -\frac{\Delta p}{2l \cdot \nu \cdot \rho} \cdot \frac{h^2}{2} + C.$$

Для определения постоянной интегрирования используем граничные условия. При  $h=r$ ,  $u=0$ , т.е. скорость на стенке равна нулю:

$$0 = -\frac{\Delta p}{2l \cdot \rho \cdot \nu} \cdot \frac{r^2}{2} + C \Rightarrow$$

$$C = \frac{\Delta p}{4l \cdot \rho \cdot \nu} \cdot r^2.$$

Тогда конкретное решение для скорости по сечению трубы будет иметь вид:

$$u = \frac{\Delta p}{4l \cdot \rho \cdot \nu} (r^2 - h^2).$$

Это уравнение параболы. То есть для трубы в целом эпюру скоростей в трехмерном измерении следует представлять как объем, ограниченный поверхностью параболоида.

Выше отмечено, что скорость на внутренней поверхности стенки трубы равна нулю – в гидравлике это называется условием «прилипания».

Максимальная скорость движения жидкости – на оси трубы, т.е. при  $h=0$  имеет место равенство:

$$u_{max} = \frac{\Delta p}{4l \cdot \rho \cdot \nu} r^2.$$

## *2. Определим объемный расход жидкости в трубе при ламинарном режиме течения.*

Используем рисунок для кольцевого сечения в жидкостном потоке на текущем расстоянии  $h$  от центра. Ширина кольцевого сечения  $dh$  – см. рис. 15.

Для кольцевого сечения, площадь которого

$$dw = 2\pi \cdot h \cdot dh,$$

элементарный объемный расход:

$$dQ = u \cdot dw = u \cdot 2\pi \cdot h \cdot dh.$$

Полученное ранее решение для скорости,  $u = \frac{\Delta p}{4l \cdot \rho \cdot \nu} (r^2 - h^2)$ , подставим в предыдущее уравнение и проинтегрируем для всего потока.

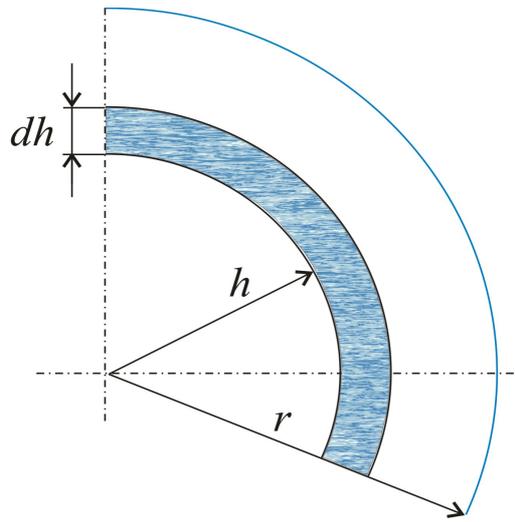


Рис. 15. К определению объемного расхода жидкости

$$Q = \int_0^r dQ = \int_0^r \frac{\Delta p}{4l \cdot \rho \cdot \nu} (r^2 - h^2) \cdot 2\pi \cdot h \cdot dh \Rightarrow$$

$$Q = \frac{\pi \cdot \Delta p}{2l \cdot \rho \cdot \nu} \int_0^r (r^2 - h^2) \cdot h \cdot dh = \frac{\pi \cdot \Delta p}{2l \cdot \rho \cdot \nu} \left( r^2 \frac{h^2}{2} \Big|_0^r - \frac{h^4}{4} \Big|_0^r \right) = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r^4}{8l \cdot \rho \cdot \nu}.$$

Итак, объемный расход:

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r^4}{8l \cdot \rho \cdot \nu}.$$

Этот же расход через среднюю (среднерасходную) скорость:

$$Q = V \cdot w = V \cdot \pi \cdot r^2,$$

где  $w = \pi \cdot r^2$  – живое сечение трубы.

Сопоставим следующие две формулы:  $V \cdot \pi \cdot r^2 = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r^4}{8l \cdot \rho \cdot \nu}$ , откуда скорость (используемая в расчетах):

$$V = \frac{\Delta p \cdot r^2}{8l \cdot \rho \cdot \nu}.$$

Очевидно, что  $V = \frac{u_{max}}{2}$ .

### 3. Определение потерь на гидравлическое сопротивление.

Данная задача заключается в определении потерь на гидравлическое сопротивление при движении вязкой жидкости. Для горизонтальной трубы ( $z_1 = z_2$ ) постоянного сечения ( $d = const$ ) потери на гидравлическое сопротивление представляют собой разность давлений между сечениями сплошного потока:

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_w,$$

т.е. разность давлений  $\Delta p = \rho g h_w$ .

Используем формулу для средней скорости течения жидкости, в которую и подставим значение  $\Delta p$ .

$$V = \frac{\Delta p \cdot r^2}{8l \cdot \rho \cdot \nu} = \frac{\rho g h_w \cdot r^2}{8l \cdot \rho \cdot \nu}.$$

Тогда потери:

$$h_w = \frac{8l \cdot \nu}{g r^2} \cdot V.$$

Для скорости в последней формуле не указана степень  $V$ , хотя это имеет принципиальное значение, так как величина потерь на гидравлическое сопротивление при ламинарном режиме прямо пропорциональна скорости в *первой* степени. Следует отметить это положение, поскольку преобразования последней формулы позволяют получить, что

$$h_w = \frac{64}{V \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g},$$

где  $Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$  - критерий Рейнольдса.

Отношение  $\frac{64}{Re} = \lambda$  называется *коэффициентом гидравлического сопротивления*, и тогда потери энергии при ламинарном режиме течения:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, [м].$$

Это равенство называется в гидравлике *формулой Дарси-Вейсбаха*, по которой считаются потери на гидравлическое сопротивление вязкой жидкости при ламинарном режиме.

## 2.13. ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Как было отмечено ранее, турбулентный режим означает достаточно интенсивное движение сплошной среды с перемешиванием, когда отдельные её макрочастицы движутся в направлениях, не совпадающих с общим движением жидкости. Именно на перемешивание и затрачивается энергия при движении турбулентного потока. Конкретная скорость в любой точке колеблется в пределах какого-то среднего значения, рис.16.

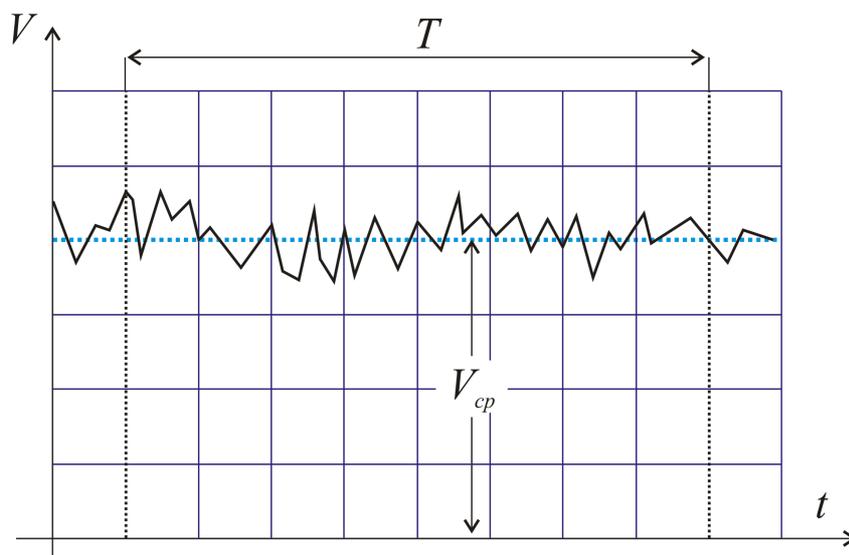


Рис. 16. Пульсация продольной скорости в турбулентном потоке.  
Закон распределения скоростей отсутствует (хаотичное движение)

Поэтому при турбулентном режиме приходится обращаться к усредненным величинам, см. рис. 17.

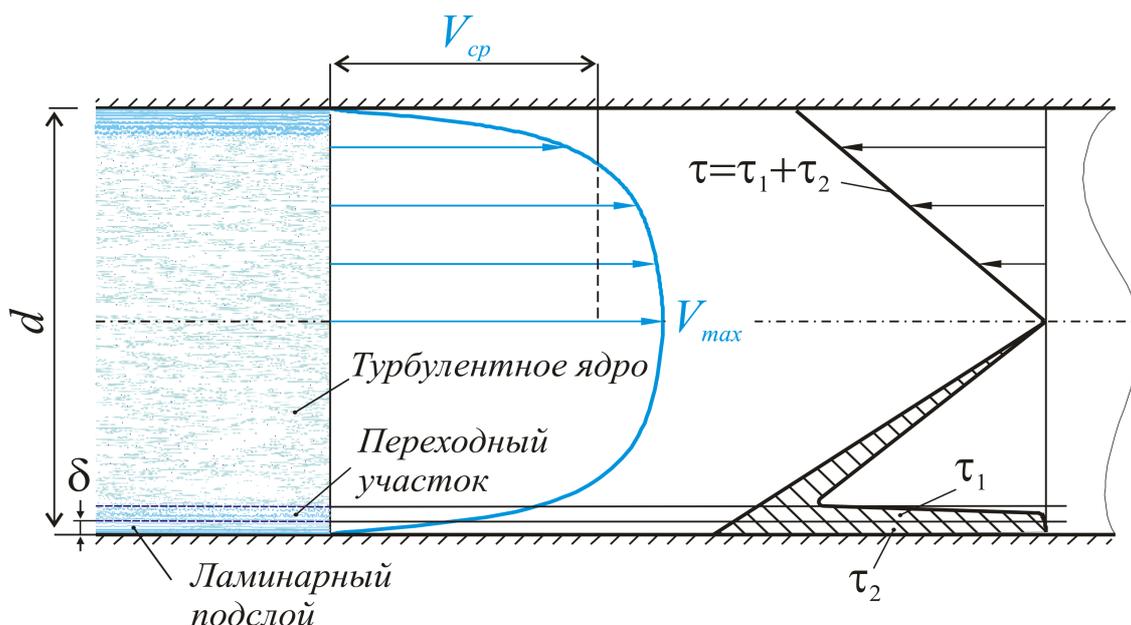


Рис. 17. Схема распределения осреднённых скоростей и касательных напряжений в турбулентном потоке

При этом всегда следует иметь в виду выраженную неоднородность потока по сечению трубы, проявляющуюся в наличии на периферийных участках сечения (вблизи стенок трубы) вязкого (ламинарного) подслоя, переходного слоя, и основного потока – турбулентного ядра, где частицы жидкости движутся с практически одинаковой (средней) скоростью, см. рис.18.

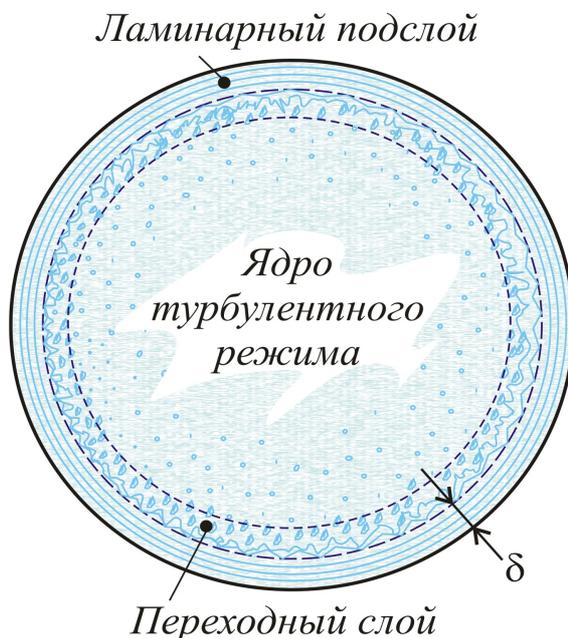


Рис. 18. Условная схема распределения характера движения жидкости по сечению

Отметим общие положения, характеризующие турбулентный режим течения.

1. Скорость на внутренней поверхности трубы равна нулю. Это условие «прилипания», как и в ламинарном режиме течения жидкости.
2. Скорость движения жидкости, при перемещении от стенки стремительно растет и приближается по величине к средней скорости всего турбулентного потока.
3. Ядро потока движется практически с одинаковой скоростью, хотя средняя скорость на оси потока  $V_{r=0} = V_{max}$  всегда имеет несколько большее значение, по сравнению со средней скоростью всего потока.

#### 2.14. О ПРИБЛИЖЁННОЙ ТЕОРИИ ПРАНДТЛЯ И КАРМАНА ДЛЯ ТУРБУЛЕНТНОГО РЕЖИМА

Рассмотрим относительное движение слоёв жидкости при турбулентном режиме, см. рис. 19.

Пусть скорость верхнего слоя  $A$  относительно  $B$  составляет  $u_A$ .

В результате сдвига слоёв возникает, по Ньютону, удельная сила касательного трения:

$$\tau_1 = \mu \frac{du}{dh}, \left[ \frac{H}{M^2} \right].$$

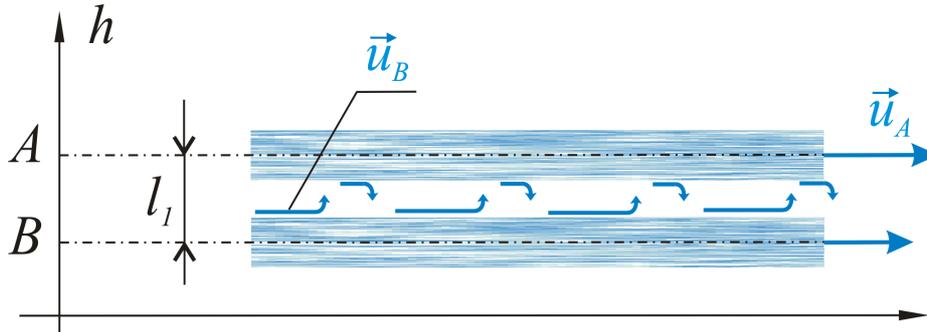


Рис. 19. Один слой движется относительно другого. Но частицы любого слоя могут перемещаться в соседний и двигаться с его скоростью

При движении макрочастиц из слоя  $B$  со скоростью  $u_B$  в верхний слой за счет обмена количеством движения сила трения (сопротивления движению) составит величину:

$$T = m \cdot u_A = \rho \cdot S \cdot u_B \cdot u_A,$$

где  $m = \rho \cdot S \cdot u_B \cdot \left[ \frac{\kappa \mathcal{L}}{c} \right]$  - массовое количество жидкости плотностью  $\rho$ , переходящее из одного слоя в другой со скоростью  $u_B$  через площадь соприкосновения слоев  $S$ .

В расчёте на единицу площади эта составляющая:

$$\tau_2 = \frac{T}{S} = \frac{\rho \cdot S \cdot u_B \cdot u_A}{S} = \rho \cdot u_B \cdot u_A.$$

Покажем, что размерности  $\tau_1$  и  $\tau_2$  одинаковы:

$$[\tau_2] = [\rho \cdot u_B \cdot u_A] = \left[ \frac{\kappa \mathcal{L}}{M^3} \cdot \frac{M}{c} \cdot \frac{M}{c} \right] = \left[ \frac{H \cdot c^2}{M} \cdot \frac{1}{M^3} \cdot \frac{M^2}{c^2} \right] = \left[ \frac{H}{M^2} \right].$$

Общее трение при турбулентном движении:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2.$$

При расстоянии между слоями  $l_1$  запишем, по Прандтлю, значения скоростей:

$$u_A = k_1 \cdot l_1 \cdot \frac{du}{dh} \quad \text{и} \quad u_B = k_2 \cdot l_2 \cdot \frac{du}{dh}.$$

Тогда:

$$\tau_2 = \rho \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot l_1^2 \left( \frac{du}{dh} \right)^2 = \rho \cdot l_1^2 \left( \frac{du}{dh} \right)^2,$$

где  $k_1, k_2$  - коэффициенты пропорциональности, а  $l = \sqrt{k_1 \cdot k_2 \cdot l_1^2}$  - «длина пути перемешивания».

Суммарное напряжение сил трения:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \mu \frac{du}{dh} + \rho \cdot l_1^2 \left( \frac{du}{dh} \right)^2.$$

Экспериментальное изучение турбулентного потока показывает, что основной механизм сопротивления движению вязкой жидкости возникает из-за её интенсивного перемешивания, тогда можно считать, что

$$\tau = \tau_2 = \rho \cdot l_1^2 \left( \frac{du}{dh} \right)^2.$$

## 2.15. ПРИБЛИЖЁННАЯ ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ПО СЕЧЕНИЮ ТРУБЫ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ

Длина пути перемешивания, по Прандтлю, увеличивается пропорционально расстоянию от стенки, т.е.  $l = k \cdot h$ .

Запишем  $\tau = \rho \cdot k^2 \cdot h^2 \left( \frac{du}{dh} \right)^2$ .

Отсюда:  $\sqrt{\frac{\tau}{\rho}} = k \cdot h \left( \frac{du}{dh} \right)$ ,

где размерность  $\left[ \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} \right] = \left[ \sqrt{\frac{H}{M^2} \cdot \frac{M^3}{KZ}} \right] = \left[ \sqrt{\frac{KZ \cdot M}{C^2 \cdot M^2} \cdot \frac{M^3}{KZ}} \right] = \left[ \frac{M}{C} \right]$  соответствует размерности скорости.

В теории пограничного слоя (около стенки) эта величина названа «динамической скоростью» или «скоростью среза»:

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}, \left[ \frac{M}{C} \right].$$

Записав дифференциал скорости:  $du = \frac{u_*}{k} \frac{dh}{h}$ , находим общее решение для изменения скорости около поверхности трубы:

$$u = \frac{u_*}{k} \cdot \ln h + C.$$

По данным проф. Никурадзе И.И., коэффициент пропорциональности  $k=0,4$ . С учётом того, что при  $h=r$  скорость является максимальной,

$$u = u_{max} = \frac{u_*}{k} \cdot \ln h + C.$$

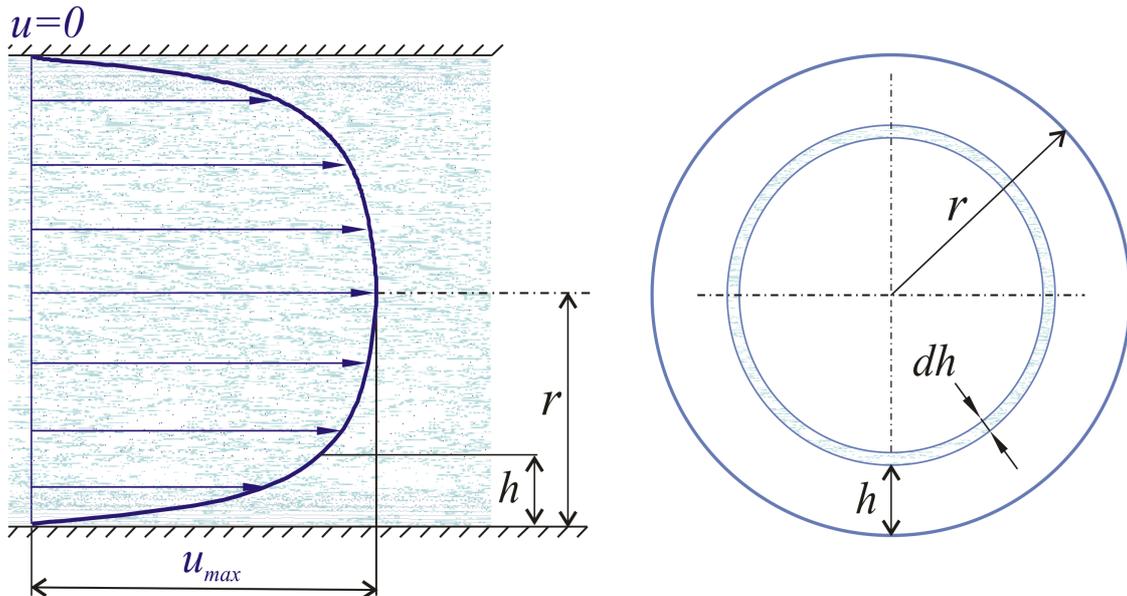


Рис. 20. Скорость на стенке равна нулю, максимальная – на оси потока. Текущая координата  $h$  отсчитывается от стенки

Постоянная интегрирования  $C = u_{max} - \frac{u_*}{k} \cdot \ln r$  и решение для скорости принимает вид:

$$u = \frac{u_*}{k} \cdot \ln h + u_{max} - \frac{u_*}{k} \cdot \ln r,$$

или, с переходом к десятичному логарифму (при  $k=0,4$ ):

$$u = u_{max} - 5,75 u_* \cdot \ln \frac{r}{h}.$$

Распространив это решение на весь движущийся объём жидкости внутри трубы, полагаем, что профиль скоростей близок к логарифмическому закону, см. рис. 20.

## 2.16. ГИДРАВЛИЧЕСКИ ГЛАДКИЕ И ШЕРОХОВАТЫЕ ТРУБЫ

Любая поверхность, выполненная из конкретного материала и обработанная по определённой технологии, имеет соответствующую шероховатость.

Средняя эквивалентная шероховатость обычно обозначается как  $\Delta_{\text{экв}}$  (или  $\Delta_{\text{э}}$ ;  $k_{\text{э}}$ ).

Ориентировочные значения шероховатостей внутренних поверхностей труб, получаемых при производстве, представлены в следующей таблице:

Значения шероховатостей для новых труб

Таблица 1

Материал/номенклатура	Средняя шероховатость, $\Delta_{\text{экв}}$ , [мм]
Стеклянные трубы	$\rightarrow 0$
Трубы цельнотянутые, медные, латунные и пр.	0,001 ... 0,005
Трубы стальные	0,05 ... 0,5
Трубы чугунные	0,1 ... 1
Трубы бетонные	от 0,5 до 10

Следует учесть, что при движении вязкой жидкости скорость на стенке равна нулю (условие прилипания) и около поверхности образуется пограничный ламинарный подслой, хотя основное ядро потока движется при турбулентном режиме.

Если величина ламинарного подслоя больше средней эквивалентной шероховатости, то турбулентный поток непосредственно не соприкасается с шероховатой стенкой.

В этом случае внутренняя поверхность трубы (и труба) является *гидравлически гладкой*.

Однако при увеличении скорости течения жидкости толщина ламинарного подслоя становится сопоставимой с величиной эквивалентной шероховатости, дальнейшее увеличение скорости течения приводит к полному разрушению ламинарного подслоя.

При этом турбулентный поток фактически начинает соприкасаться с шероховатыми стенками трубы, что приводит к существенному возрастанию гидравлических потерь на трение и труба считается *гидравлически шероховатой*.

Общая схема движения при турбулентном режиме течения в трубе показана на рис. 21, а возможная картина течения около стенки – на рис. 22.

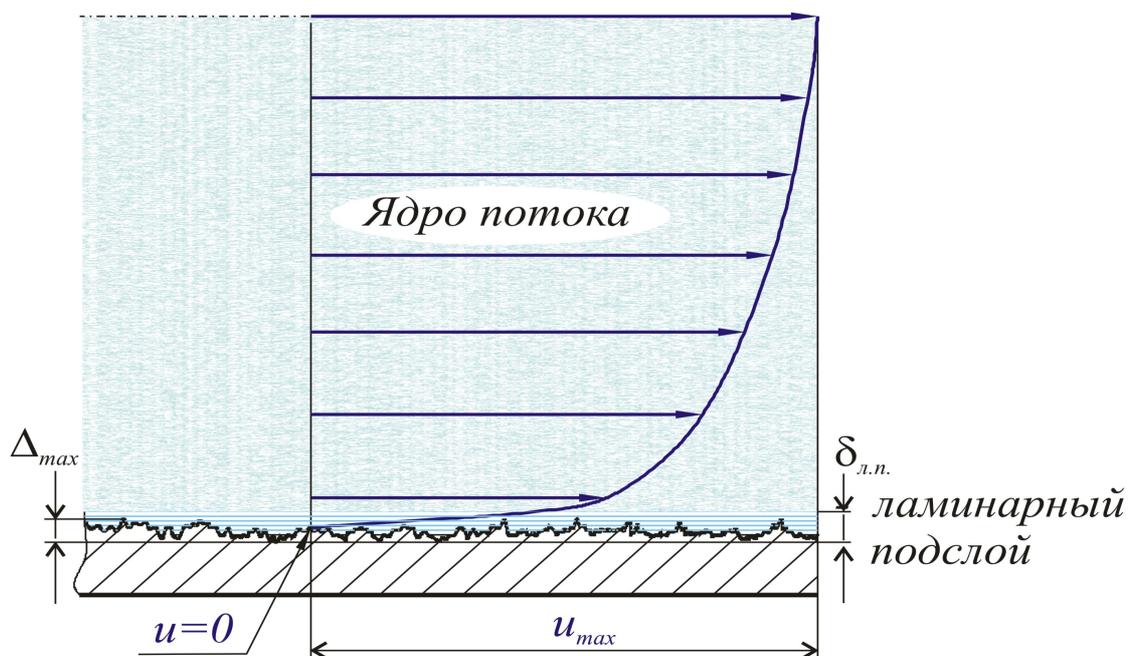


Рис. 21. Схема движения при турбулентном режиме

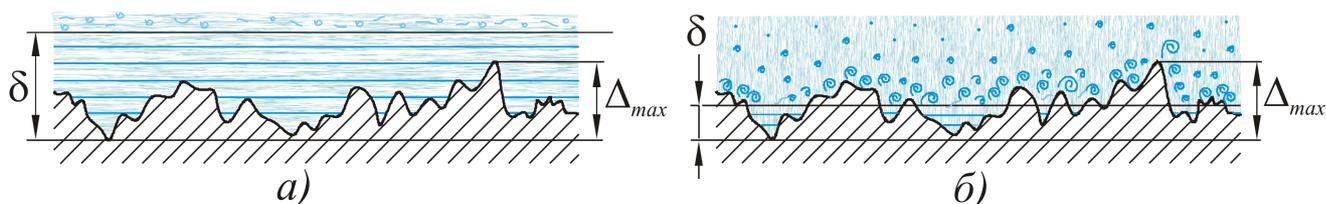


Рис. 22. Течение у стенок при турбулентном режиме:  
 а) гидравлически гладкие трубы, б) гидравлически шероховатые трубы

Потери на трение в гидравлически шероховатых трубах будут существенно выше, чем в гидравлически гладких трубах. Необходимо отметить, что одна и та же внутренняя поверхность трубы может быть в одних условиях гидравлически гладкой, а при других - гидравлически шероховатой.

Всё определяется условиями движения жидкостного потока в трубе (скорость, диаметр, вязкость). В целом, это зависит от конкретного значения критерия Рейнольдса  $Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$ .

## 2.17. ОЦЕНКА ТОЛЩИНЫ ЛАМИНАРНОГО ПОДСЛОЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ

Получим приближенную формулу, определяющую размер (толщину) ламинарного подслоя на стенке трубы.

Используем закон трения Ньютона для касательного напряжения:

$$\tau = \mu \frac{du}{dh} \left[ \frac{H}{M^2} \right].$$

Считая скорость на внешней границе ламинарного подслоя равной  $u_{II}$  и закон распределения скорости в слое линейным, запишем градиент скорости:

$$\frac{du}{dh} = \frac{u_{II}}{\delta},$$

где  $\delta$  - искомая толщина ламинарного подслоя.

Тогда  $\tau = \mu \cdot \frac{u_{II}}{\delta}$ .

Разделив на плотность  $\rho$  обе части последнего равенства, получим, что:

$$\frac{\tau}{\rho} = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{u_{II}}{\delta} = \nu \cdot \frac{u_{II}}{\delta}.$$

Так как  $\frac{\tau}{\rho} = u_*^2$  - квадрат скорости среза, то  $u_*^2 = \nu \cdot \frac{u_{II}}{\delta}$ , а  $\delta = \nu \cdot \frac{u_{II}}{u_*^2}$ , или

$$\frac{u_*^2 \cdot \delta}{\nu} = \frac{u_{II}}{u_*^2}. \quad \text{По данным советского профессора Никурадзе И.И., значение}$$

$$\frac{u_* \cdot \delta}{\nu} = N = 10,47 \quad \text{и значение } \delta = \frac{10,47 \cdot \nu}{u_*}.$$

Используя уравнение равномерного движения в виде  $\frac{\tau}{\rho g} = RJ$ , запишем, что  $\frac{\tau}{\rho} = g \cdot RJ$ , а скорость среза  $u_* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} = \sqrt{g \cdot RJ}$ , где  $J = \frac{h_w}{l} = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$  - гидравлический уклон,  $R = \frac{d}{4}$  - гидравлический радиус.

Значение скорости среза  $u_*$  определим по следующей формуле:

$$u_* = \sqrt{g \cdot RJ} = \sqrt{g \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot \frac{d}{4}} = \frac{V}{2} \sqrt{\frac{\lambda}{2}}.$$

Тогда толщина ламинарного подслоя:

$$\delta = \frac{10,47 \cdot \nu}{u_*} = \frac{10,47 \cdot \nu \cdot 2 \sqrt{2}}{V \cdot \sqrt{\lambda}} \approx 30 \frac{\nu}{V \cdot \sqrt{\lambda}}.$$

Используем критерий Рейнольдса  $Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$ , из которого:  $\frac{\nu}{V} = \frac{d}{Re}$ .

Толщина ламинарного подслоя:

$$\delta = \frac{30 \cdot d}{Re \cdot \sqrt{\lambda}},$$

т.е. её величина пропорциональна диаметру трубы, обратно пропорциональна численному значению числа Рейнольдса и зависит от значения коэффициента гидравлического сопротивления  $\lambda$ .

Последняя формула позволяет оценить толщину ламинарного подслоя жидкости, чтобы решить, какой является поверхность трубы - гидравлически гладкой или шероховатой. Заметим, что ошибка в определении  $\delta$  в 2...3 раза не имеет существенного значения в практических задачах гидродинамики. Рассмотрим это на примере.

#### **Пример 8**

Определить величину ламинарного подслоя для стальной трубы диаметром 50 мм, при значении критерия  $Re=40000$  (турбулентный режим). Коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda=0,03$ .

*Решение.* 
$$\delta = \frac{30 \cdot d}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} = \frac{30 \cdot 50}{40000 \sqrt{0,03}} = 0,0218 \text{ [мм]}.$$

Исходя из того, что в стальной водопроводной трубе средняя шероховатость  $\Delta_{ЭКВ}$  больше, чем полученное  $\delta=0,0218$  мм, то труба является гидравлически шероховатой.

Отметим, что практически все водопроводные трубы являются гидравлически шероховатыми.

## 2.18. ОПЫТЫ НИКУРАДЗЕ И.И. ДЛЯ ШЕРОХОВАТЫХ ТРУБ

Изложим конспективно суть опытов проф. Никурадзе И.И. Подробнее этот вопрос изложен в учебнике (Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М.: Машиностроение, 1970).

Для шероховатых труб важна не столько абсолютная шероховатость  $\Delta_{ЭКВ}, k_{\Delta}$ , сколько относительная. То есть это отношение шероховатости к радиусу или диаметру трубы, например  $\frac{k}{r_0}$ . Никурадзе И.И. показал, что коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости: 
$$\lambda = f\left(Re, \frac{k}{r_0}\right).$$

Весьма оригинальным являлся способ создания искусственной шероховатости – наклейка песчинок определенного размера на внутренней поверхности трубы. Песчинки просеивались через сита, подобные тем, что используют литейщики в металлургическом производстве, исследуя песчаную или формовочную смесь. Экспериментальные данные, в широком диапазоне

относительных шероховатостей  $\left(\frac{k}{r_0} = \frac{1}{500} \dots \frac{1}{15}\right)$  и значений  $Re = 500 \dots 10^6$ , представлены на рис. 23.

На основании этих данных можно сделать следующий вывод.

1. При ламинарном течении шероховатость стенок на сопротивление не влияет; штриховые кривые, соответствующие различным шероховатостям, практически совпадают с прямой  $A$ .

2. Критическое число  $Re$  от шероховатости практически не зависит; штриховые кривые отклоняются от прямой  $A$  приблизительно при одном и том же  $Re$ .

3. В области турбулентного течения, но при небольших  $Re$  и  $\frac{k}{r_0}$ , шероховатость на сопротивление не влияет; штриховые линии на некоторых участках совпадают с прямой  $B$ .

4. При больших  $Re$  и больших относительных шероховатостях коэффициент не зависит от  $Re$  и становится постоянным для данной относительной шероховатости.

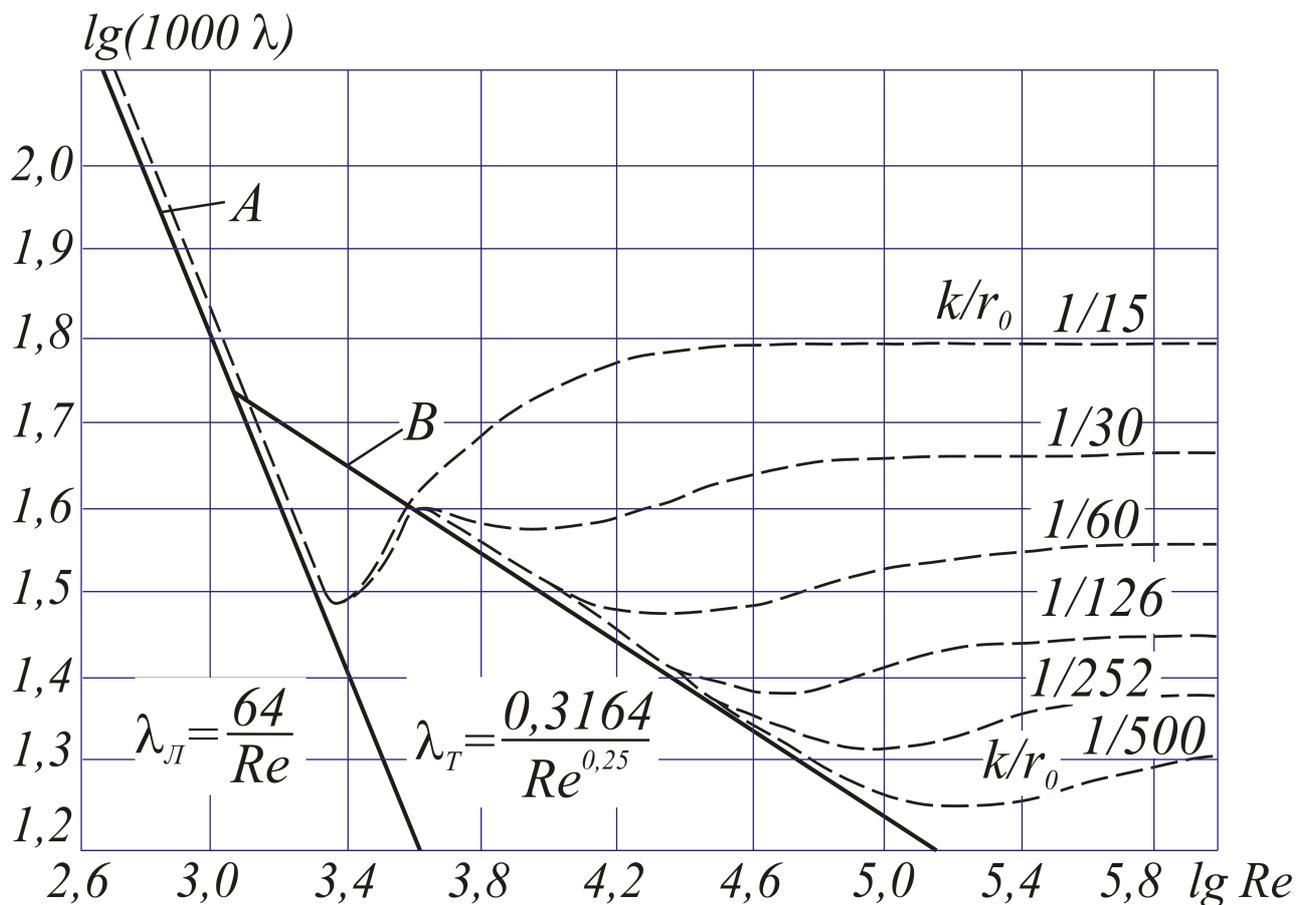


Рис. 23. Зависимость  $lg(1000\lambda)$  от  $lg Re$  для труб с искусственной шероховатостью (опыты Никурадзе И.И.)

Для обычных шероховатых труб (стальных, чугунных, асбестоцементных, бетонных) следует использовать среднюю эквивалентную шероховатость, как это было исследовано во Всесоюзном теплотехническом институте (ВТИ) им. Дзержинского Ф.Э. еще в довоенные годы прошлого столетия. Этот график ВТИ, рис. 24, можно использовать для гидравлических расчетов труб с естественной шероховатостью.

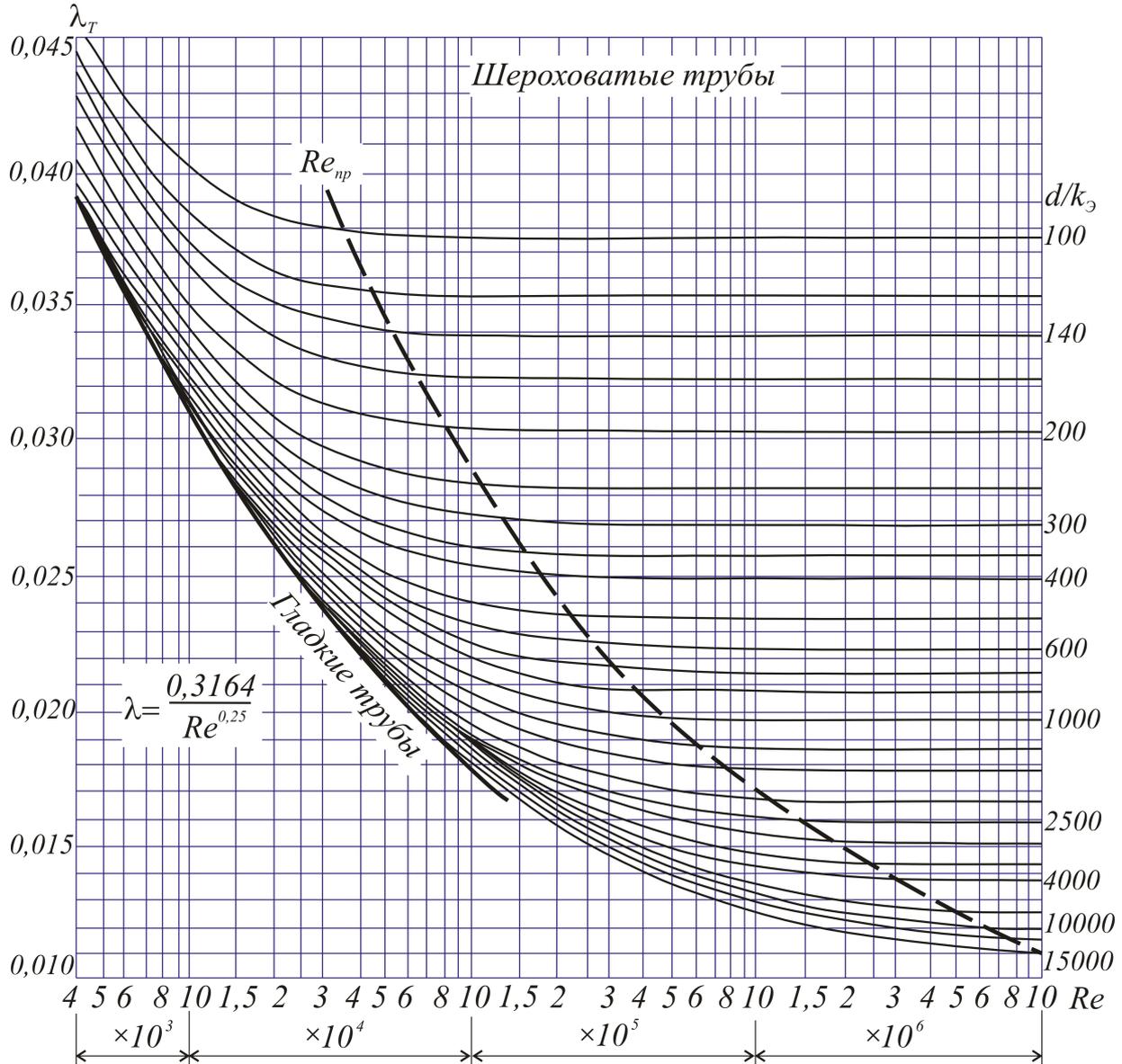


Рис. 24. График ВТИ, график зависимости  $\lambda_T$  от  $Re$  для труб с естественной шероховатостью

В области больших чисел  $Re$  коэффициент гидравлического сопротивления практически является постоянным (горизонтальные линии), что вполне согласуется с *формулой Альтшуля А.Д.*:

$$\lambda = 0,1 \left( \frac{1,45 \Delta_э}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}, \quad \text{когда второе слагаемое становится очень малым, а}$$

$$\lambda = f(\Delta_3, d).$$

## 2.19. ФОРМУЛА ШЕЗИ И ВОДОПРОВОДНЫЕ ФОРМУЛЫ

Используем экспериментальные данные о том, что потери на гидравлическое сопротивление при турбулентном режиме пропорциональны квадрату скорости:

$$\tau = \rho \cdot g \cdot b \cdot V^2.$$

Из основного уравнения равномерного движения жидкости  $\tau = \rho \cdot g \cdot R \cdot J$ .

Приравняв эти выражения, получим следующее соотношение:

$$\rho \cdot g \cdot b \cdot V^2 = \rho \cdot g \cdot R \cdot J.$$

Далее выразим скорость:

$$V = \sqrt{\frac{1}{b} \cdot R \cdot J} = \sqrt{\frac{1}{b}} \sqrt{R \cdot J} = C \sqrt{R \cdot J}.$$

Это и есть *формула Шези*, в которой нужно знать коэффициент  $C$ .

В большинстве своем предложенные формулы являются эмпирическими.

На практике достаточно часто используют формулу академика Н.Н. Павловского:

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^y,$$

в которой  $n$  - коэффициент шероховатости,  $R$  - гидравлический радиус;  
 $y$  - показатель степени, зависящий от  $R$  и  $n$ .

Несколько проще *формула Маннинга*:

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^{\frac{1}{6}},$$

а также *формула Форхгеймера*:

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^{\frac{1}{5}}.$$

Ниже приведена таблица значений коэффициента шероховатости  $n$  для труб, используемых на практике.

Состояние труб и характерные условия эксплуатации	$n$	$\frac{1}{n}$
Новые чугунные, металлические трубы при хорошей укладке и соединении	0,011	90,9
Водопроводные трубы в нормальных условиях эксплуатации	0,012	83,3
Несколько загрязненные водопроводные трубы, клепаные стальные спиральные трубы, бетонные трубы в хорошем состоянии	0,013	76,9
Загрязненные водопроводные трубы	0,014	71,4
Клепаные стальные спиральные трубы в средних условиях эксплуатации	0,015	66,7
Бетонные трубы в плохом состоянии	0,016	62,5

Используем формулу Шези для вывода инженерных формул, наиболее приемлемых при расчете водопроводов.

Из формулы Шези:  $V = C \sqrt{R \cdot J} = C \sqrt{R \cdot \frac{h_w}{l}}$ , потери на гидравлическое

сопротивление:  $h_w = \frac{l \cdot V^2}{C^2 \cdot R} = \frac{4l \cdot V^2}{C^2 \cdot d} \cdot \frac{2g}{2g} = \frac{8g}{C^2} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$ . Обозначая  $\frac{8g}{C^2} = \lambda$ ,

запишем следующее выражение, называемое *первой водопроводной формулой*:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, [м].$$

Если вместо среднерасходной скорости подставить объемный расход, используя соотношение  $Q = V \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ , то можно получить следующее:

$$h_w = \frac{4 \cdot l \cdot V^2}{C^2 \cdot d} = \frac{4 \cdot l \cdot Q^2 \cdot 16}{C^2 \cdot d \cdot \pi^2 \cdot d^4} = \frac{64 \cdot l \cdot Q^2}{C^2 \cdot \pi^2 \cdot d^5} = a \cdot l \cdot \frac{Q^2}{d^5}.$$

Обозначив  $a = \frac{64}{C^2 \cdot \pi^2}$ , получим *вторую водопроводную формулу*:

$$h_w = a \cdot l \cdot \frac{Q^2}{d^5}.$$

Практически первая и вторая формулы дают одинаковый результат. Коэффициенты  $\lambda$  рассчитаны и внесены в таблицу в зависимости от диаметра труб (при коэффициенте шероховатости  $n = 0,012$ ).

## 2.20. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Ранее было отмечено, что при ламинарном режиме потери на гидравлическое сопротивление пропорциональны скорости в первой степени. Опыты показывают, что при турбулентном режиме потери на гидравлическое сопротивление пропорциональны уже квадрату скорости. Представим это графически, см. рис. 25. Основными являются, конечно, ламинарный и турбулентный режимы течения.

1. Для ламинарного режима течения, когда  $0 \leq Re \leq 2300$ , используется формула Дарси-Вейсбаха:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g},$$

в которой  $\lambda = \frac{64}{Re}$ .

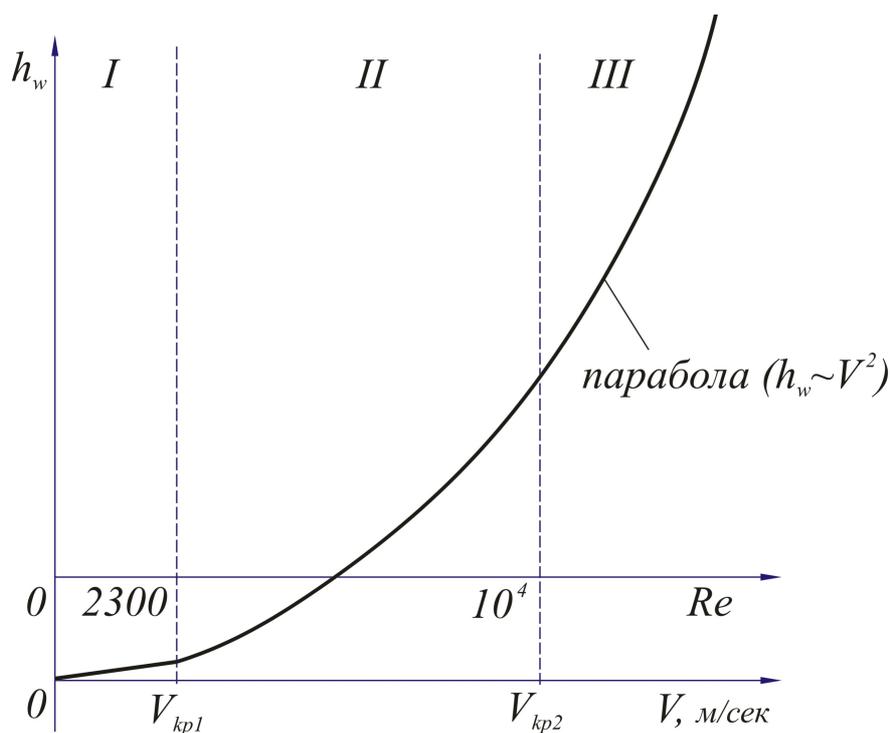


Рис. 25. Зависимость на гидравлическое сопротивление от числа Рейнольдса

2. При турбулентном режиме, как отмечалось ранее, следует разграничить такие понятия, как гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые трубы.

2.1. Для гидравлически гладких труб коэффициент  $\lambda$  можно вычислить по следующим формулам, полученным на основе экспериментальных данных:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \text{ формула Блазиуса, применима при } 2300 \leq Re \leq 10^5;$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}, \text{ формула профессора П.Н. Конакова};$$

$$\lambda = \left( \frac{0,55}{\lg \frac{Re}{g}} \right)^2, \text{ формула профессора Г.К. Филоненко.}$$

2.2. Для шероховатых труб, когда наиболее приемлемы первая и вторая водопроводные формулы, коэффициенты  $\lambda$  и  $a$  следует применять из таблиц для обычных водопроводных труб.

Практически те же значения  $\lambda$ , что и в таблице, можно определить по графику ВТИ или по формуле Альтшуля А.Д.:

$$\lambda = 0,1 \left( \frac{1,45 \Delta_{\text{э}}}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25},$$

И на графике, и в последней формуле  $\frac{d}{\Delta_{\text{э}}}$  представляет безразмерную шероховатость внутренней поверхности трубы.

## 2.21. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

По приведенным ранее формулам для ламинарного и турбулентного режимов течений можно определить потери на гидравлическое сопротивление по длине трубы. Их можно назвать линейными, и в большинстве задач (для длинных трубопроводов) они будут являться определяющими при оценке общих гидравлических потерь. *Местными потерями* называются потери, связанные с любым изменением характера движения жидкости. Это могут быть и изменение диаметра труб (переход от большего к меньшему, или наоборот), повороты, всякого рода препятствия на пути движущего потока (краны, задвижки, диафрагмы, и т.д.). Как правило, в местных сопротивлениях происходит дополнительная турбулизация жидкостного потока, а это означает дополнительные затраты на перемещение вязкой жидкости. Практически во всех вариантах местные потери пропорциональны квадрату скорости, как при турбулентном режиме, т.е.:

$$h_w = \zeta \frac{V^2}{2g}.$$

Отдельные задачи для местных сопротивлений можно решить теоретически, хотя и с достаточно большим приближением.

При решении конкретных задач местные потери учитываются для

сравнительно коротких труб (значительно меньших 100 м). Для каждого местного сопротивления коэффициент  $\zeta$  определен экспериментально и представлен в виде используемых при расчетах графиков, таблиц или формул (см. приложение в этом учебнике).

## 2.22. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ

Наиболее важными практически являются две задачи - это истечение жидкости через отверстие и вторая задача - истечение жидкости через насадок (патрубок, сопло и т.д.). Приведем вначале краткую классификацию отверстий, поскольку для каждого из них скорость истечения и расход жидкости определяются различно.

*Отверстием в тонкой стенке* является такое, когда толщина стенки не оказывает влияние на процесс формирования струи, рис. 26.

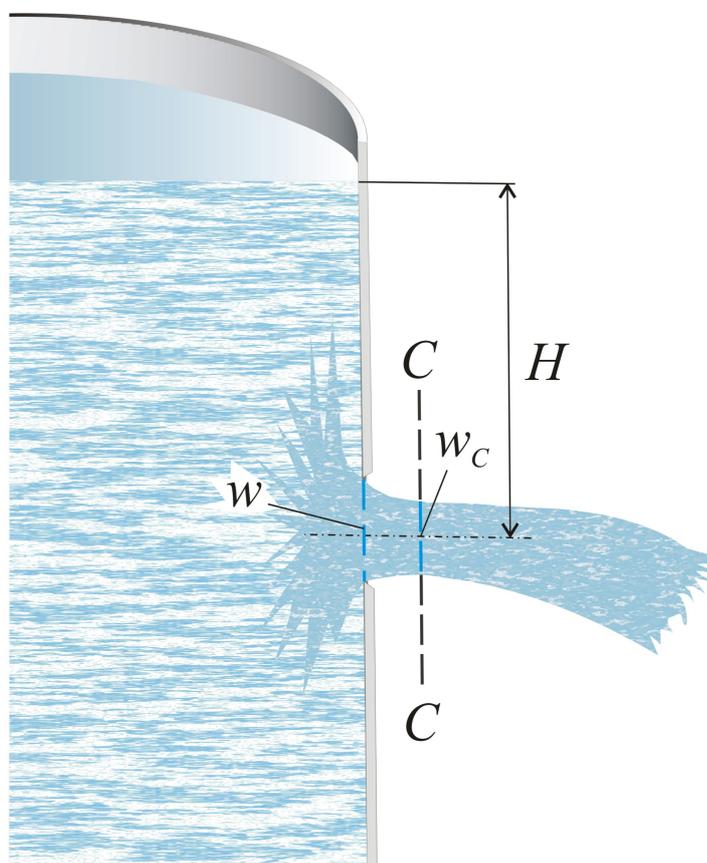


Рис. 26. На малом удалении от отверстия струя уже имеет меньшее сечение, чем то, которое определяется диаметром отверстия. В этом случае отношение минимальной площади сечения струи к сечению отверстия характеризуется коэффициентом сжатия струи:  $\varepsilon = w_c/w$ , значения которого находятся в пределах 0,60...0,64

*Отверстия с совершенным сжатием* - представляют категорию отверстий, для которых стенки ограниченного резервуара не влияют на условия формирования струи. Практически - это отверстие, удаленное от ближайших

стенок примерно на три диаметра.

*Отверстия с несовершенным сжатием* - представляют отверстия в сосудах или баках, когда объем последних оказывает влияние на геометрию струи.

Отверстие является *незатопленным*, если идет истечение струи в атмосферу.

Отверстие является *затопленным*, если истечение идет под уровень, т.е. струя жидкости направлена в другой жидкостный объем, оказывающий определенное гидравлическое сопротивление.

### Задача 1

Истечение жидкости через некоторое отверстие в тонкой стенке, рис. 27.

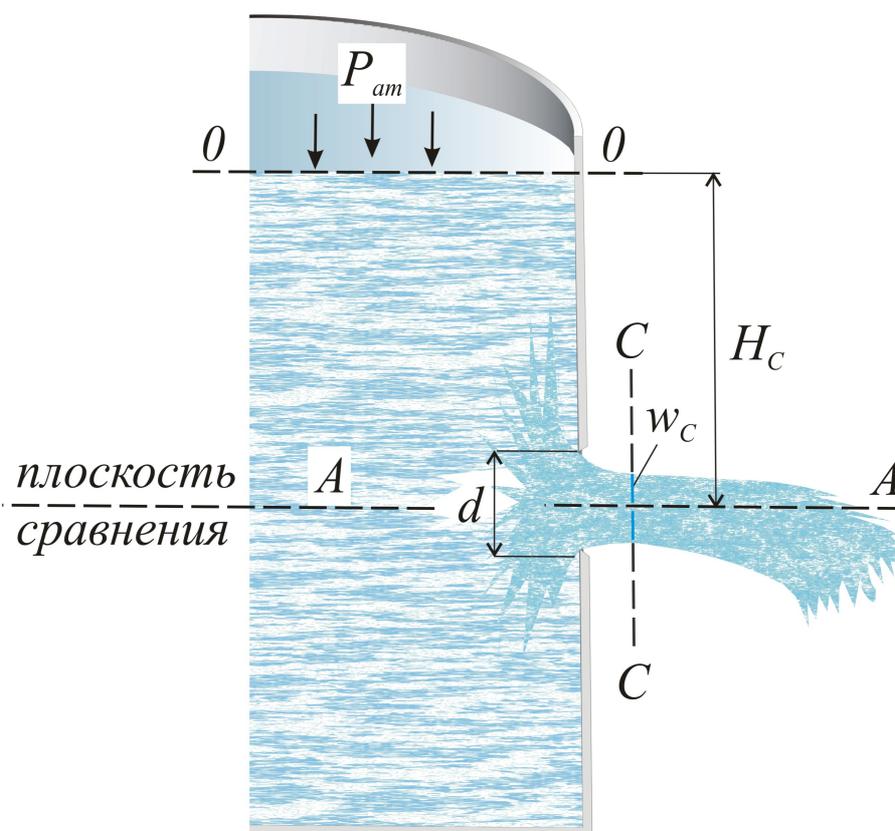


Рис. 27. Жидкость течет через маленькое незатопленное отверстие диаметром  $d$ .  
Высота жидкости над отверстием –  $H_c$ , сжатое сечение струи –  $w_c$

Принимая плоскость сравнения по оси отверстия (плоскость  $A-A$ ), запишем уравнение Бернулли для сечения  $0-0$  (свободная поверхность) и сжатого сечения струи  $C-C$ :

$$H_c + \frac{P_{at}}{\gamma} + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = 0 + \frac{P_{at}}{\gamma} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + \zeta \frac{V_c^2}{2g}.$$

В этом уравнении  $\alpha_0$  и  $\alpha_c$  - коэффициенты неравномерности скорости

для турбулентного течения, весьма близкие по значению к единице ( $\alpha_0 = \alpha_c \approx 1,05 \dots 1,10$ ),  $\zeta$  - коэффициент местного гидравлического сопротивления, каковым и является отверстие в тонкой стенке  $w = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ , за которым уменьшается сечение струи до значения  $w_c$ .

Обозначим полный напор в левой части уравнения Бернулли как:  $H_0 = H_c + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g}$ . Из равенства  $H_0 = \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + \zeta \frac{V_c^2}{2g}$  средняя скорость в сечении  $C-C$ :

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{\alpha_c + \zeta}} \sqrt{2gH_0} = \varphi \sqrt{2g \cdot H_0},$$

где  $\varphi = \sqrt{\frac{1}{\alpha_0 + \zeta}}$  - скоростной коэффициент для отверстия.

Объемный расход для отверстия составит величину:

$$Q = w_c \cdot V_c = w \cdot \varepsilon \cdot \varphi \sqrt{2gH_0}.$$

Произведение  $\varepsilon \cdot \varphi = \mu$  - называется коэффициентом расхода для отверстия в тонкой стенке и представляет достаточно устойчивую величину:  $\mu = 0,60 \dots 0,62$ .

Тогда расчетная формула для расхода через малое отверстие в тонкой стенке имеет вид:

$$Q = w \cdot \mu \sqrt{2gH} \left[ \frac{m^3}{c} \right],$$

где  $H [m]$  - высота жидкости над отверстием, так как скорость понижения уровня  $V_0$  может быть принята равной нулю.

#### Задача 2

Истечение жидкости через большое отверстие в тонкой стенке; рис. 28. Площадь отверстия (прямоугольного)  $w = a \cdot b$ . Напор над центром тяжести отверстия  $H_0 = H_1 + \frac{a}{2}$ . Данная задача истечения рассмотрена в учебнике Угинчуса А.А. Гидравлика и гидромашин. 1970 г., стр. 198.

Окончательная формула для определения расхода не отличается от предыдущей:

$$Q = \mu_0 \cdot a \cdot b \sqrt{2g \cdot H_0}.$$

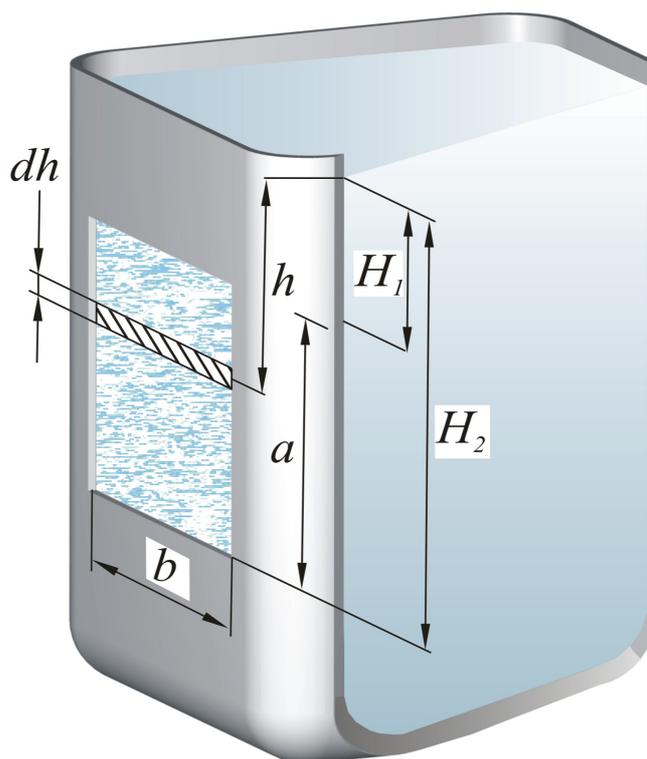


Рис.28. Для большого отверстия стенки сравнительно малого объема оказывают заметное влияние на процесс истечения

Суть этой задачи только в том, что коэффициент расхода определяется иначе, чем для отверстия с совершенным сжатием с тонкой стенкой.

Для приближенных расчетов можно привести данные, систематизированные и рекомендованные академиком Н.Н. Павловским и представленные в следующем виде.

Коэффициенты расхода  $\mu$  для больших отверстий

Таблица 3

Тип отверстия	$\mu_0$
Отверстия средних размеров со сжатием струи со всех сторон при отсутствии направляющих стенок	0,65
Большие отверстия с несовершенным, но всесторонним сжатием	0,75
Донные отверстия без сжатия по дну со значительным влиянием бокового сжатия	0,65...0,70
Донные отверстия без сжатия по дну и с уменьшенным влиянием бокового сжатия	0,70...0,75
Донные отверстия без сжатия по дну и с плавными боковыми подходами	0,80...0,85
Донные отверстия без сжатия по дну и с плавными боковыми подходами к отверстию со всех сторон	0,90

Задача 3. Истечение через затопленное отверстие, рис. 29.

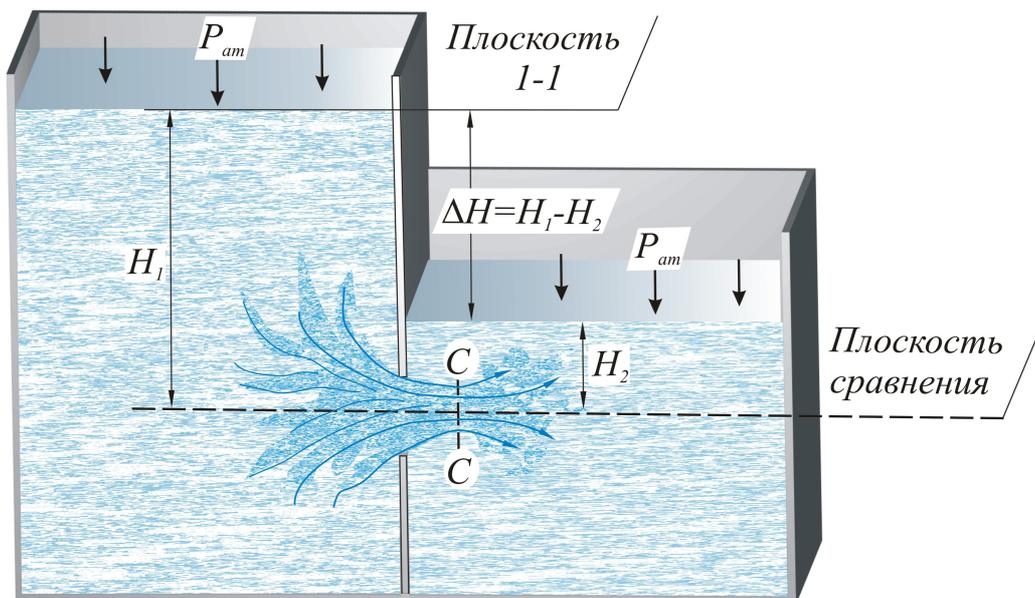


Рис. 29. Истечение через затопленное отверстие определяется только разностью давлений:  $\Delta H = H_1 - H_2$

При истечении из отверстия под уровень в области выхода струи из отверстия образуется сжатое сечение  $C-C$ . Напишем уравнение Бернулли для сечений  $1-1$  и  $C-C$  (плоскость сравнения проходит через центр тяжести отверстия):

$$\frac{P_{am}}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + H_1 = \frac{P_C}{\gamma} + \frac{\alpha_C V_C^2}{2g} + \zeta \frac{V_C^2}{2g}.$$

Пренебрегая  $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}$ , как малой величиной, и определяя давление

$$P_C = P_{am} + \gamma \cdot H_2, \text{ получим, что } \frac{P_{am}}{\gamma} + H_1 = \frac{P_{am}}{\gamma} + H_2 + (\alpha_C + \zeta) \frac{V_C^2}{2g},$$

откуда  $(\alpha_C + \zeta) \frac{V_C^2}{2g} = H_1 - H_2$ . Скорость в сжатом сечении:

$$V_C = \sqrt{\frac{1}{\alpha_C + \zeta} \cdot 2g(H_1 - H_2)} = \varphi \cdot \sqrt{2g(H_1 - H_2)},$$

где  $\varphi$  - скоростной коэффициент, близкий к единице.

Объемный расход жидкости определяется произведением скорости на сечение жидкостного потока, т.е.:

$$Q = w_c \cdot V_c = \varepsilon \cdot w \cdot V_c = \varepsilon \cdot w \cdot \varphi \cdot \sqrt{2g(H_1 - H_2)} = \mu \cdot w \sqrt{2g(H_1 - H_2)}.$$

Необходимо отметить, что коэффициенты расхода  $\mu$  для незатопленных и затопленных отверстий практически одинаковы ( $\mu = 0,60 \dots 0,62$ ).

**Задача 4.** Истечение жидкости через насадки.

*Насадкой* - называется короткий патрубок, присоединенный к отверстию в тонкой стенке. Основные виды насадок, по их геометрии, это *цилиндрические*, *конические* и *коноидальные*, рис. 30.

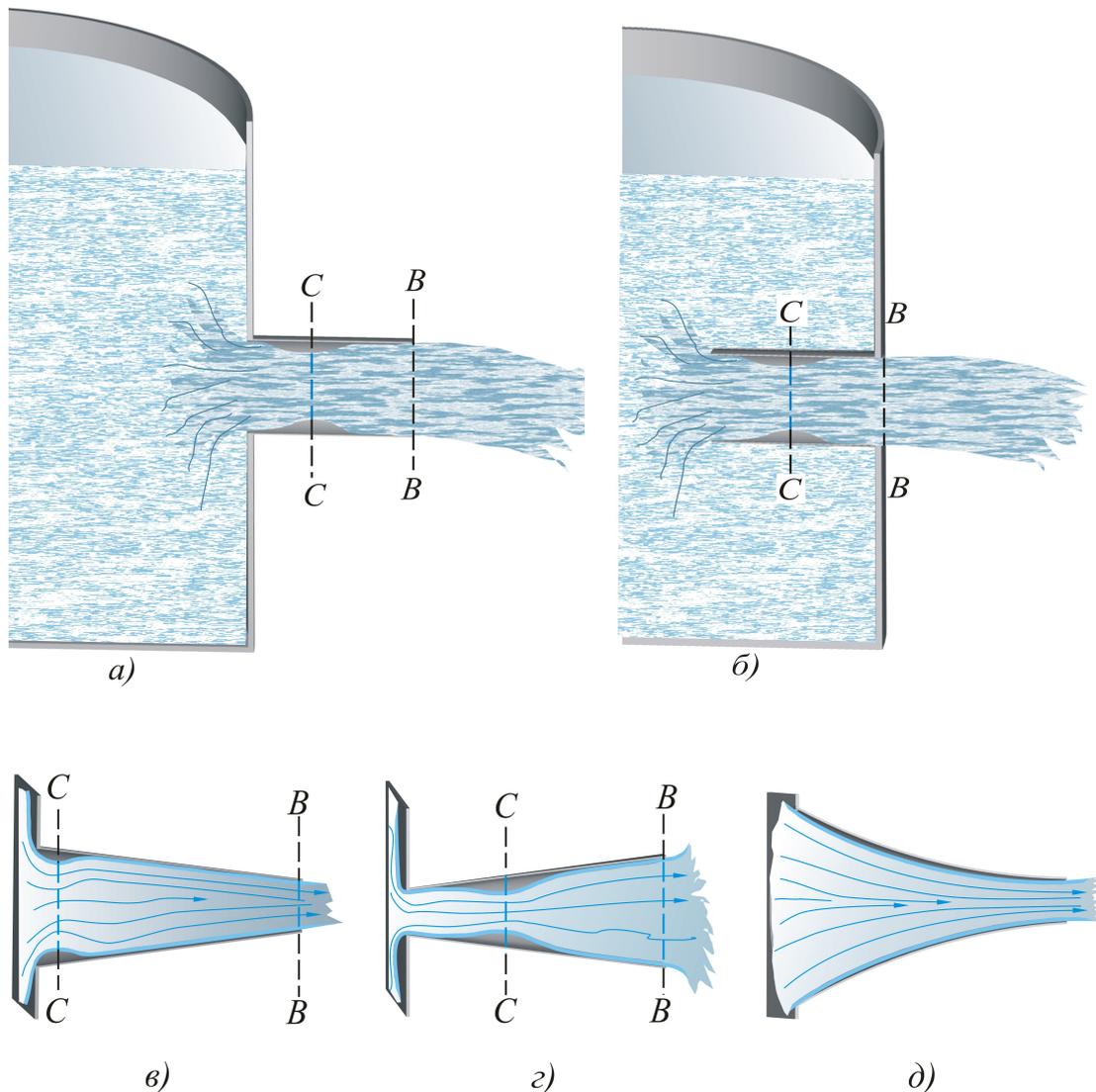


Рис. 30. Насадки: а, б) цилиндрические; в, г) конические; д) коноидальные

Цилиндрические насадки представляют собой цилиндрические патрубки, имеющие длину около трех-четырех диаметров. Цилиндрические насадки делятся на внешние и внутренние. При движении жидкости внутри насадка образуется сжатое сечение, в котором наблюдается вакуум.

Образование вакуума объясняется тем, что скорости в сжатом сечении  $C-C$  больше скоростей в месте выхода струи из насадка (сечение  $B-B$ ), и поэтому давление в сжатом сечении меньше атмосферного.

Данное утверждение можно получить, используя уравнение Бернулли.

Так как  $V_C > V_B$ , то  $p_C < p_{am}$ , где

$V_C$  - скорость в сжатом сечении  $C-C$ ;

$V_B$  - скорость в месте выхода струи из насадка;

$p_C$  - давление в сжатом сечении;

$p_{am}$  - атмосферное давление в сечении  $B-B$ .

В связи с образованием вакуума насадок увеличивает пропускную способность отверстия. Конические насадки бывают двух родов: *расходящиеся* и *сходящиеся*.

В *конически расходящихся* насадках в области сжатого сечения создается вакуум, как и в цилиндрических насадках, но большей величины. При этом величина вакуума возрастает с увеличением угла конусности. Однако при большом угле конусности наблюдается отрыв струи от стенок насадка и, соответственно, срыв вакуума. Опытным путем установлено, что оптимальный угол конусности  $5...7^\circ$ . Конически расходящиеся насадки в силу наличия расширения потока отличаются от всех других видов насадок значительными потерями энергии.

Вместе с тем, расходящиеся насадки имеют малые скорости выхода вследствие увеличения площади поперечного сечения потока. Следовательно, отличительными особенностями расходящихся конически насадок является значительный вакуум, большая пропускная способность и малые скорости выхода.

*Конически сходящиеся* насадки имеют форму конуса, сходящегося по направлению к выходному сечению. Основное назначение конически сходящегося насадка - увеличивать скорость выхода потока, за счет значительного преобразования потенциальной энергии давления в кинетическую энергию - жидкости. Конически сходящиеся насадки применяются в качестве сопел гидромониторов и активных гидравлических турбин, наконечников пожарных брандспойтов и т.д.

Нет необходимости приведения подробных решений для данного случая истечения, в связи с наличием достаточного справочного материала по этому вопросу, в полной мере представленного в любом классическом учебнике. Важнее подчеркнуть следующие положения:

1. Формула для расхода при истечении жидкости через насадок любого вида одинакова:

$$Q = \mu \cdot w \sqrt{2gH},$$

где  $H$  - располагаемый напор над центром насадки;  $w$  - площадь сечения насадка на выходе.

2. Коэффициент расхода  $\mu$  для каждого вида насадки различен и определен экспериментальным путем. Значения  $\mu$ , а также коэффициентов сжатия струи  $\varepsilon$  и скоростного коэффициента  $\varphi$  для различных насадок приведены ниже в таблице.

Тип насадки	$\varepsilon$	$\varphi$	$\mu$
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	1,00	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	1,00	0,707	0,707
Конически расходящийся насадок	1,00	0,45...0,50	0,45...0,50
Конически сходящийся насадок	0,98	0,96	0,94
Коноидальный насадок	1,00	0,98	0,98

В данной таблице значения всех коэффициентов относятся к выходному сечению.

## 2.23. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБОПРОВОДЕ

Гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с капельной сжимаемой жидкостью при внезапном изменении ее скорости, которое в свою очередь возникает при быстром закрытии задвижки (вентиля) на магистральном трубопроводе. Теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического удара изложено Жуковским Н.Е. в его работе «О гидравлическом ударе» (1899 г.).

Рассмотрим основные физические явления, сопровождающие гидравлический удар.

При резком закрытии крана жидкостный столб, обладая значительной кинетической энергией, останавливается у крана, деформируя стенки металлической трубы и сжимая объем жидкости.

В этой задаче пренебрегать сжимаемостью нельзя, так как малая сжимаемость жидкости и является причиной возникновения ударного давления  $\Delta p_{уд}$ .

Ударная волна со скоростью « $a$ » движется от крана к свободному концу трубопровода, пока вся жидкость в нем не будет остановлена ( $V=0$ ), а весь трубопровод деформирован в сторону увеличения диаметра (растяжение стенок за счет  $\Delta p_{уд}$ ).

Трубопровод начинает вытеснять жидкость из своего объема, пока весь жидкостный столб не начнет двигаться вправо с той же скоростью  $V_0$ , что и до удара, но в противоположном направлении (от крана) (см. рис. 31, в, з).

Уходящий от крана жидкостный столб снова останавливается, пока по всей трубе давление снижается до  $(p_0 - \Delta p_{уд})$ , вызывая деформацию в меньшую сторону (см. рис. 31, д, е).

Наконец, трубопровод принимает обычный размер, всасывая воду со скоростью  $V_0$  и возвращаясь к начальному состоянию (см. рис. 31, а).

Колебательный процесс изменения давления на практике является затухающим. Качественное изменение давления показано на рис. 32.

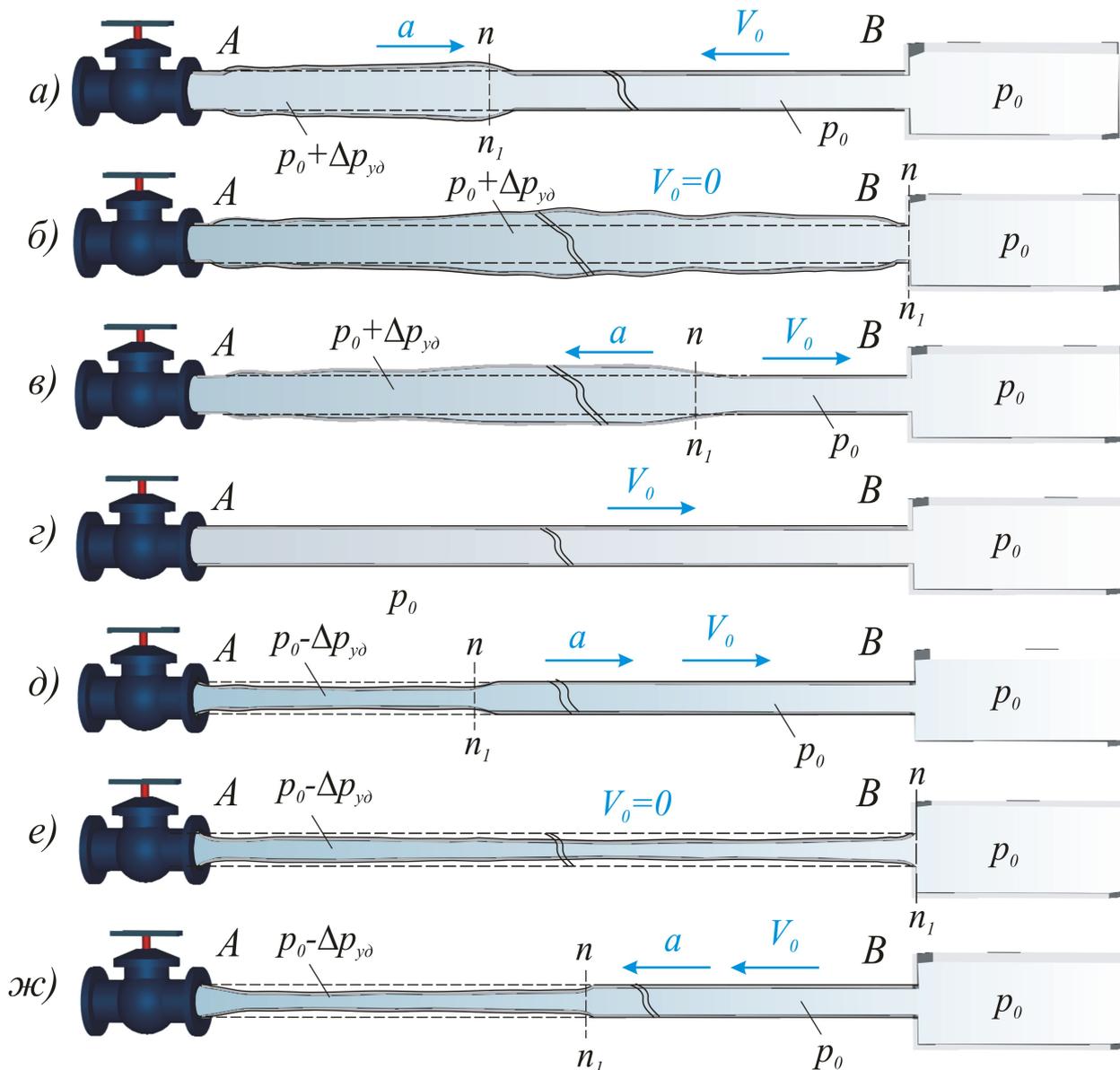


Рис. 31. Схема гидравлического удара в трубопроводе

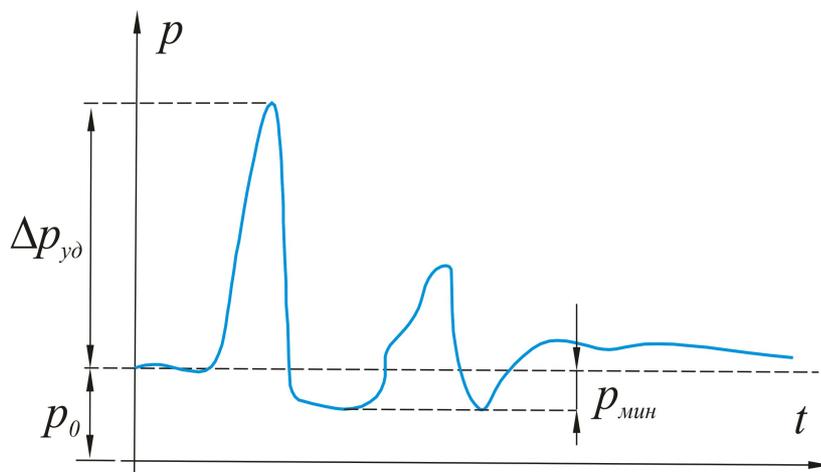


Рис. 32. Ударное повышение давления  $\Delta p_{уд}$  может значительно превышать обычное давление  $p_0$  в трубопроводе

Гидравлический удар в трубопроводе рассчитывается по формулам Жуковского Н.Е. Вначале определяется *скорость ударной волны*:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E_0 \cdot g}{\gamma}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 \cdot d}{E \cdot \delta}}}, \left[ \frac{м}{с} \right] - \text{первая формула Жуковского Н.Е.};$$

здесь  $E_0$  - модуль упругости жидкости;  $\gamma$  - ее удельный вес;  $d$  - диаметр трубопровода;  $\delta$  - толщина его стенок;  $E$  - модуль упругости материала стенок трубопровода.

Для воды:

$$a = \sqrt{\frac{E_0 \cdot g}{\gamma}} = 1425 \left[ \frac{м}{с} \right],$$

и скорость распространения ударной волны

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_0 \cdot d}{E \cdot \delta}}}, \left[ \frac{м}{с} \right].$$

Ударное повышение давления

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot V_0 \cdot a, \left[ \frac{Н}{м^2} \right].$$

### Пример 9

Определить ударное повышение давления в трубопроводе диаметром 600 мм с толщиной стенок 10 мм при скорости движения воды  $V_0 = 2,5 \frac{м}{с}$ .

Дано:

$$d = 0,6 м; \delta = 0,010 м; E_0 = 2 \cdot 10^4 \frac{кг}{см^2}; E = 2 \cdot 10^6 \frac{кг}{см^2}; V_0 = 2,5 \frac{м}{с}; \Delta p_{уд} = ?$$

Решение

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_0 \cdot d}{E \cdot \delta}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 0,6}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,010}}} = 1120 \left[ \frac{м}{с} \right]. \text{ Это скорость ударной волны.}$$

Ударное повышение давления:

$$\Delta p_{y0} = \rho \cdot V_0 \cdot a = 1000 \cdot 2,5 \cdot 1120 = 28 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2} = 28 \text{ бар}.$$

Приведенные формулы и решение справедливы для прямого удара (т.е. резкого и быстрого закрытия крана и вентиля). При сравнительно медленном закрытии время закрытия  $T_3$  следует сравнить с длительностью фазы удара, зависящей от скорости ударной волны  $a$  и длины трубы  $l \left( T = \frac{2l}{a} \right)$ .

Если  $T > T_3$ , гидравлический удар остается прямым. При  $T < T_3$  можно воспользоваться формулой Жуковского Н.Е, когда:

$$\Delta p'_{y0} = \rho \cdot V_0 \cdot a \cdot \frac{T}{T_3}.$$

## ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

### ЛОПАСТНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

#### 3.1. КРАТКОЕ ВВЕДЕНИЕ

Лопастными называются машины, в которых передача энергии обусловлена силовыми взаимодействиями между лопастями рабочего колеса и потоком жидкости или газа (последнее относится к компрессорам и вентиляторам).

Приведем краткую справку из истории лопастных машин, изложенную в учебнике (Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков, 1970).

Немного истории. Первым гидравлическим двигателем было водяное колесо, с помощью которого использовалась энергия текущей воды, а первым насосом - поршневой насос. Водяные колеса начали применяться более 3000 лет назад в Китае, Египте и Индии в качестве источника энергии для подъема воды в оросительные каналы и для вращения мельничных жерновов. В допетровской России в 16 веке уже стали появляться фабрики, использовавшие водяную энергию. М.В. Ломоносов в своих трудах описал различные насосы, в частности, конструкции, используемые для откачки воды из глубоких шахт.

В 1752 г. М.В. Ломоносов приступил к постройке Усть-Рудницкой стекольной фабрики, где водяные колеса широко применялись для приведения в движение лесопильных рам, мельниц и ряда других установок. В середине 18 века только на одном Урале существовало более 150 заводов, имевших гидравлические установки.

В 1787 г. известный русский гидротехник К.Д. Фролов построил на Змеиногорском руднике (Алтай) подземную гидросиловую установку для откачки воды из шахт и подъема руды. Паровая машина, изобретенная И.И. Ползуновым (1765 г.), стала широко применяться для приведения в действие поршневых насосов.

В середине 18 века член Российской академии наук Леонард Эйлер (1707-1783 гг.) создал теорию лопастных машин, опубликованную в труде «Более полная теория машин, приводимых в движение действием воды» (СПб., 1754 г.). Эйлер вывел зависимости, характеризующие работу лопастных машин, опередив технику почти на сто лет.

Только в середине 18 столетия, когда в 1835 г. А.А. Саблуков изобрел центробежный насос, уравнения Эйлера стали находить применение при проектировании гидравлических турбин и центробежных насосов. Использование работ Эйлера началось в конце 18 века, когда были созданы достаточно быстроходные двигатели для насосов, а гидроэнергетика стала получать более широкое развитие.

В 1889 г. был сконструирован и изготовлен В. А. Пушечниковым первый глубоководный осевой насос, который в свое время работал на московском водопроводе. Известный русский ученый академик В.Г. Шухов разработал ряд конструкций поршневых насосов для откачки нефти из глубоких скважин и первый изложил теорию работы паровых поршневых насосов прямого действия. Н.Е. Жуковский и С.А. Чаплыгин разработали теоретические основы обтекания потоком крыла, послужившие базой для проектирования лопастей рабочих колес и направляющих аппаратов лопастных машин, что позволило советским инженерам сконструировать ряд турбин и насосов совершенных конструкций.

Весьма ценными являются работы профессора И.И. Куколевского, который впервые применил законы динамического подобия к проектированию центробежных насосов (1904 г.) и тем самым положил начало строго научному лабораторному экспериментированию в области насосостроения.

Академик Г. Ф. Проскура, профессор И.И. Куколевский и профессор Вознесенский создали пропеллерные насосы для канала имени Москвы производительностью  $25 \text{ м}^3/\text{сек}$  при диаметре рабочего колеса  $6,0 \text{ м}$ . Опыт эксплуатации этих агрегатов в течение более 30 лет свидетельствует об их высоких качествах. Создание насосов для канала имени Москвы явилось началом широкого развития отечественного гидромашиностроения.

### 3.2. ПАРАЛЛЕЛОГРАММЫ СКОРОСТЕЙ ДЛЯ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Лопастные машины служат для преобразования механической энергии внешнего двигателя в энергию перемещаемой жидкости (насосы), или энергии жидкостного потока в механическую энергию вращения (турбины).

Во вращающейся гидромашине (насос или турбина) любая макрочастица жидкости участвует в сложном, т.е. слагаемом, движении.

Вращение связано с окружной скоростью  $u$ , а скольжение вдоль поверхности лопасти - с относительной скоростью  $w$ .

Векторным сложением этих скоростей является абсолютная скорость:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}.$$

Используем следующие правила при построении параллелограмма скоростей: окружная скорость  $u$  направлена по касательной к окружности (внутренней или внешней) рабочего колеса; скорость относительная  $w$  – по касательной к лопасти. На рис. 33 обозначены углы между векторами, необходимые для дальнейших выводов:

$\alpha$  – угол между окружной и абсолютной скоростью;

$\beta$  – угол между окружной и относительной скоростью (дополнительный угол).

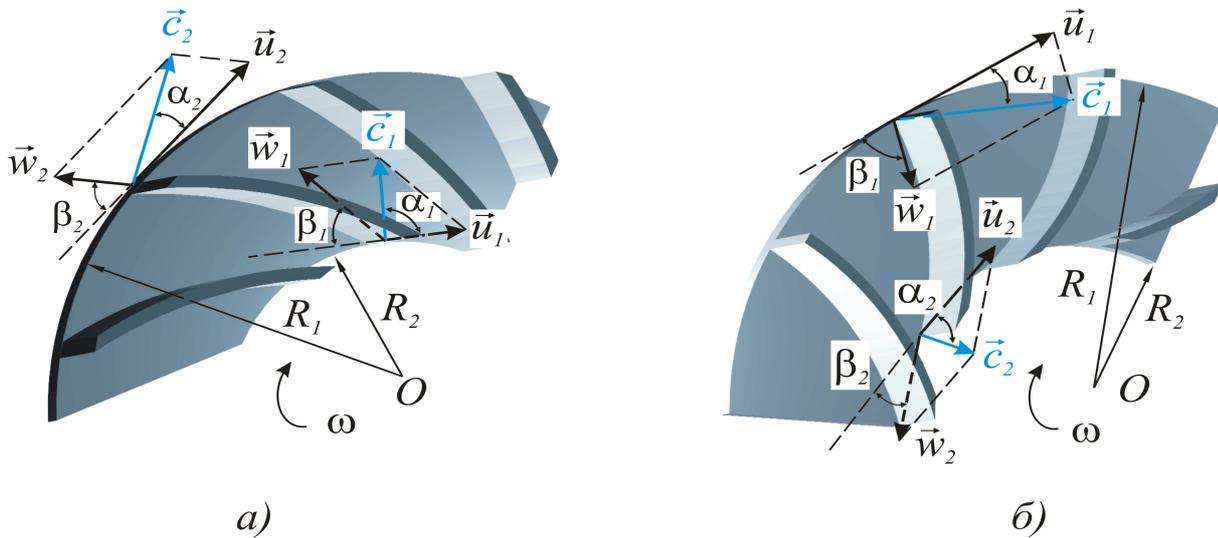


Рис. 33. Лопастные машины: а) центробежный насос; б) радиально-осевая турбина

### 3.3. ВЫВОД ОСНОВНОГО УРАВНЕНИЯ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

Вопрос можно сформулировать следующим образом. Как определяется теоретический напор, создаваемый лопастной машиной? Далее сделаем вывод, рассмотрев схему центробежного насоса, рис. 34.

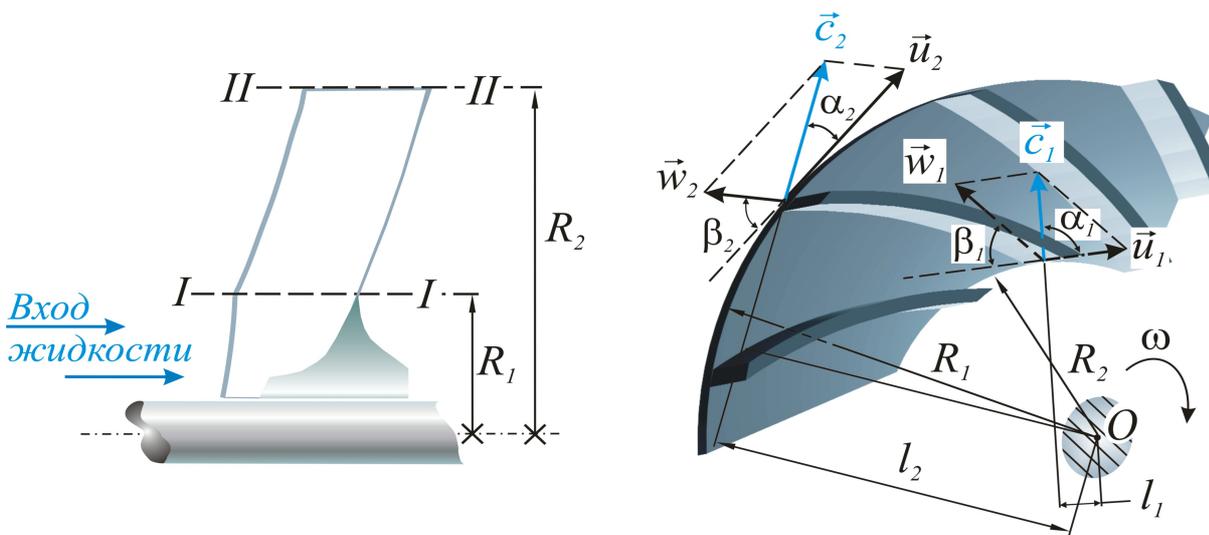


Рис. 34. На данном рисунке добавлены две линии  $l_1$  и  $l_2$ , перпендикулярно направленные к векторам абсолютной скорости  $\vec{c}_1$  и  $\vec{c}_2$

Как было отмечено ранее, в центробежном насосе происходит изменение скорости по направлению относительно оси вращения и увеличение этой скорости от значения  $c_1$  до  $c_2$ .

Для получения основного уравнения лопастных машин используем теорему об изменении момента количества движения: изменение момента количества движения жидкости в единицу времени относительно оси вращения равно сумме моментов всех сил относительно той же оси, т.е. равно крутящему моменту. Данное положение, рассматриваемое в теореме, можно представить в следующем виде: энергия, сообщаемая жидкости извне, затрачивается на изменение скорости жидкости по величине и направлению. Чем больше эта энергия (крутящий момент на оси), тем значительнее указанные изменения. Запишем сначала количество движения для элементарной струйки в сечении  $I-I$ , считая её элементарную массу  $\delta m$ , а объемный расход равным  $\delta Q$ :

$$\delta I_1 = \delta m \cdot c_1 = \rho \cdot \delta Q \cdot c_1 = \frac{\gamma}{g} \cdot \delta Q \cdot c_1.$$

По аналогии, в сечении  $II-II$   $\delta I_2 = \frac{\gamma}{g} \cdot \delta Q \cdot c_2$ . Моменты количества движения для этих же сечений следует записать с учетом  $l_1$  и  $l_2$ :

$$dM_1 = \delta I_1 \cdot l_1 = \frac{\gamma}{g} \cdot \delta Q \cdot c_1 \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$dM_1 = \frac{\gamma}{g} \cdot \delta Q \cdot c_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1;$$

и по аналогии:

$$dM_2 = \frac{\gamma}{g} \cdot \delta Q \cdot c_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

Изменение момента количества движения:

$$\Delta M = dM_2 - dM_1 = \frac{\gamma}{g} \cdot \delta Q (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Для всего потока жидкости, проходящего через лопастную машину:

$$\sum \Delta M = \frac{\gamma}{g} \cdot Q_T (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

В этом равенстве  $Q_T$  – теоретический расход жидкости. По сути, записана половина исходной теоремы, в соответствии с которой

$\sum \Delta M = M_{кр}$ , где  $M_{кр}$  - крутящий момент всех внешних сил относительно оси вращения, т.е.:

$$M_{кр} = \frac{\gamma}{g} \cdot Q_T (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cdot \cos \alpha_1).$$

Используем формулу из курса физики для определения мощности на валу:  $N = M_{кр} \cdot \omega$ , где  $\omega$  - угловая скорость вращения. Мощность, передаваемая жидкости,  $N = \gamma \cdot Q_T \cdot H_T$ .

Очевидно, что размерность  $[N] = [\gamma \cdot Q_T \cdot H_T] = \left[ \frac{H}{m^3} \cdot \frac{m^3}{c} \cdot m \right] = [Bm]$ .

Из сравнения последних двух формул:

$M_{кр} \cdot \omega = \gamma \cdot Q_T \cdot H_T$ ,  $M_{кр} = \frac{\gamma \cdot Q_T \cdot H_T}{\omega}$ , с учетом того, что окружная скорость  $u = R \cdot \omega$ , запишем равенство для крутящего момента:

$$\frac{\gamma \cdot Q_T \cdot H_T}{\omega} = \frac{\gamma}{g} \cdot Q_T (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cdot \cos \alpha_1),$$

или

$$H_T = \frac{c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot R_2 \cdot \omega - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot R_1 \cdot \omega}{g};$$

т.е.:

$$H_T = \frac{\pm u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \mp u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g}.$$

В последнем равенстве (это и есть *основное уравнение лопастных машин*) верхняя пара знаков (плюс и минус) относится к центробежным насосам, нижняя (минус и плюс) - к гидротурбинам.

### 3.4. НЕКОТОРЫЕ ПОПРАВКИ К ОСНОВНОМУ УРАВНЕНИЮ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Итак, уравнение для теоретического напора в центробежном насосе имеет вид:

$$H = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g}.$$

Практически во всех конструкциях центробежных насосов вход

жидкости в рабочее колесо (крыльчатку) осуществляется в радиальном направлении, рис.35.

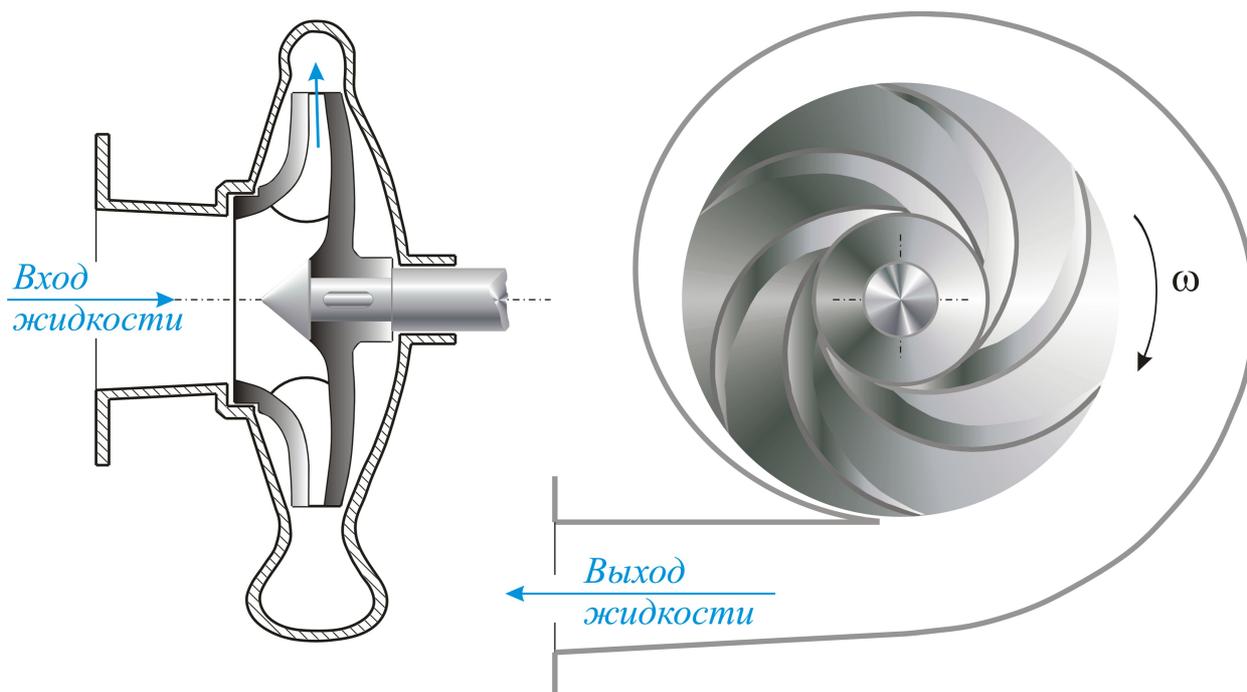


Рис. 35. Вход жидкости производится перпендикулярно плоскости рабочего колеса центробежного насоса

В этом случае  $u_1 \perp c_1$ , т.е. угол между векторами скоростей  $u_1$  и  $c_1$  составляет  $90^\circ$ , тогда теоретический напор определяется только скоростью на выходе из насоса, т.е.:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$

При выводе основного уравнения принималось, что число лопастей не имеет никакого значения, поскольку их толщина предельно мала. На практике конечное число лопастей уменьшает напор по сравнению с теоретическим, т.е. с учетом числа лопастей напор  $H_{TK} < H_T$ , а отношение

$$\frac{H_{TK}}{H_T} = \varepsilon_z < 1,0,$$

где  $\varepsilon_z$  - это коэффициент, учитывающий конечное число лопастей ( $z$ ) рабочего колеса, которое для большинства конструкций центробежных насосов находится в пределах 5...12.

Наконец, все сложности движения жидкости в рабочем объеме центробежного насоса следует учесть с помощью гидравлического КПД, который учитывает турбулентность жидкостного потока, вихреобразование,

неплавность входа жидкости в насос и т.д. С учетом гидравлического КПД (эта)  $\eta_{гидр}$  действительный напор  $H < H_{TK}$ :

$$\frac{H}{H_{TK}} = \eta_{гидр}.$$

С учетом этих коэффициентов основное уравнение центробежного насоса запишем как

$$H = \frac{\varepsilon_z \cdot \eta_{гидр} \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}.$$

На основании экспериментальных данных получено приблизительное соотношение:

$$\varepsilon \cdot \eta_{гидр} \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \approx \frac{u_2}{2}.$$

В ориентировочных расчетах можно определить напор насоса по формуле:

$$H = \psi \frac{u_2^2}{2g},$$

т.е. как величину, пропорциональную скоростному напору на выходе из центробежного насоса. Значение коэффициента напора (пси)  $\psi = 0,9 \dots 1,1$ .

### 3.5. МОЩНОСТЬ НАСОСА И ПОЛНЫЙ КПД

Как отмечалось ранее (3.3.), мощность насоса можно просчитать по формуле:  $N = \gamma \cdot Q \cdot H$ . Подставить все величины в системе СИ и получить мощность в  $[Вт]$ .

На практике в гидравлике используется эта же формула с некоторыми изменениями:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102 \cdot \eta}; [кВт],$$

в которой  $\gamma \left[ \frac{кг}{м^3} \right]$  - удельный вес жидкости;  $Q \left[ \frac{м^3}{с} \right]$  - объемный расход;

$H [м]$  -напор центробежного насоса;  $\eta$  - полный КПД насоса.

Полный КПД насоса определяется произведением трех КПД: гидравлического  $\eta_{гидр}$ , механического  $\eta_{мех}$  и объемного  $\eta_o$ .

Механический КПД оценивает потери в результате трения рабочего колеса с жидкостью (дисковое трение), а также потери в подшипниках, сальниках (уплотнителях) и пр. Объемный КПД учитывает возможные утечки жидкости в лопастной машине. Если их нет, то  $\eta_o = 1,0$ .

### Пример 10

Определить мощность центробежного насоса производительностью  $Q = 20 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ , если напор  $H = 20 \text{ м}$ , механический КПД  $\eta_{\text{мех}} = 0,98$ , объемный  $\eta_o = 0,96$ , гидравлический  $\eta_{\text{гидр}} = 0,92$ . Жидкость - вода.

Решение

$$\text{Мощность } N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102 \cdot \eta} = \frac{1000 \cdot 0,020 \cdot 20}{102 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,96} = 4,53 \text{ [кВт]}.$$

### 3.6. О ЛОПАСТЯХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

В отличие от теоретического варианта, рабочих лопастей всегда конечное число (6...12 шт.). Толщина этих лопастей в реальности составляет несколько миллиметров, в зависимости от размеров центробежного насоса.

Материал, из которого изготавливаются рабочие колеса центробежных насосов, может быть самым различным. Для малых насосов используются пластмассы, бронза, латунь. Для более мощных насосов применяется дюралюминий или чугун. Форма лопастей рабочего колеса имеет существенное значение, рис. 36.

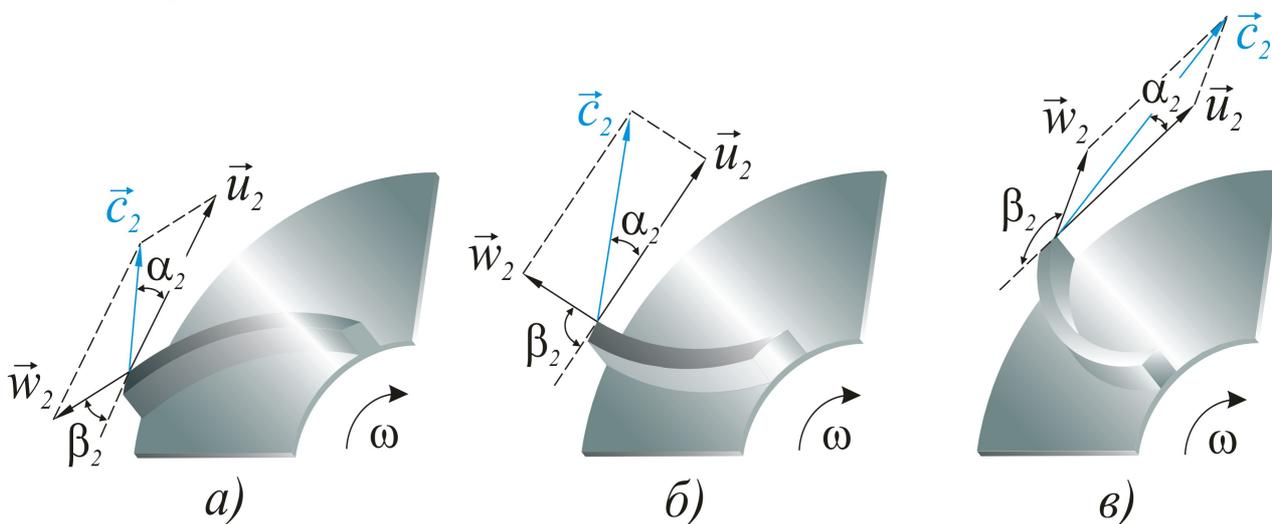


Рис. 36. При одинаковой окружной скорости абсолютная скорость возрастает с увеличением угла  $\beta_2$

Общепринятой является формула лопастей, загнутых назад, когда угол  $\beta_2 = 20...35^\circ$ . Практически приемлемой можно считать геометрию лопастей, представленных на рис. 36, а и б.

В случае рис. 36, в, когда лопасти загнуты вперед, резко снижается КПД насоса. Запуск насоса становится ненадежным, режим работы неустойчивым, возможны вибрация корпуса, возникновение кавитации и т.д.

### 3.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Характеристикой центробежного насоса является зависимость его напора (развиваемого давления) от расхода (производительности), т.е.  $H = f(Q)$ . Используя параллелограмм скоростей на выходе (см. рис. 37), получим теоретическую характеристику  $H_T = f(Q_T)$ .

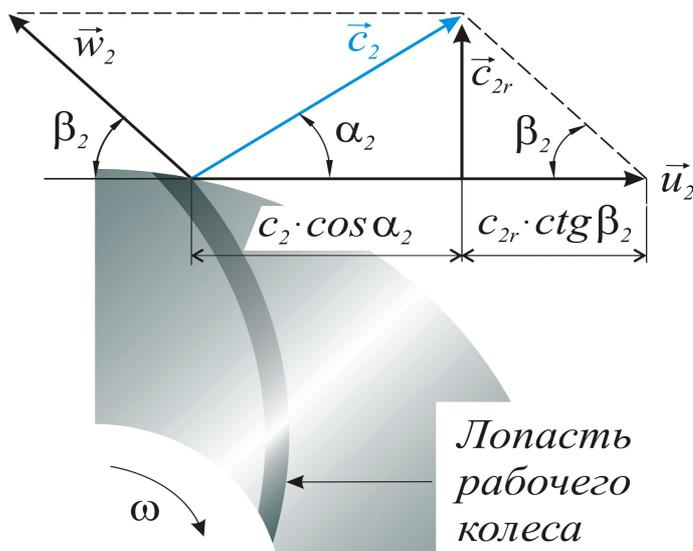


Рис. 37. В параллелограмме скоростей добавлена еще одна величина –  $c_{2r}$ , радиальная составляющая. Практически с этой скоростью жидкость за счет центробежных сил и выбрасывается из рабочего объема через внешнюю поверхность рабочего колеса

Используем формулу для теоретического напора:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$

Исходя из графических данных, представленных на рис. 37, запишем выражение:  $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 - c_{2r} \cdot \text{ctg} \beta_2$ .

Тогда:

$$H_T = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{2r} \cdot \text{ctg} \beta_2)$$

Используем формулу для теоретического расхода:

$$Q_T = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2r}$$

где  $D_2$  - внешний диаметр рабочего колеса;  $b_2$  - его ширина.

Считаем, что со скоростью  $c_{2r}$  жидкость движется через сечение (площадь)  $\pi \cdot D_2 \cdot b_2$ . Значение  $c_{2r} = \frac{Q_T}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$  подставим в уравнение для теоретического напора  $H_T$ :

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{Q_T}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \right) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot g} \cdot Q_T.$$

Отметим, что для заданного насоса, со всеми его конкретными размерами и фиксированным числом оборотов, все величины, входящие в последнее уравнение, являются постоянными (кроме  $Q_T$ ).

Зависимость  $H_T = f(Q_T)$  представляется в виде линейного уравнения:

$$H_T = A - B \cdot Q_T,$$

где  $A = \frac{u_2^2}{g}$ ;  $B = \frac{u_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot g}$ .

Теоретические характеристики для различных углов  $\beta_2$  представлены на рис. 38 (с учетом знаков для  $\operatorname{ctg} \beta_2$ ).

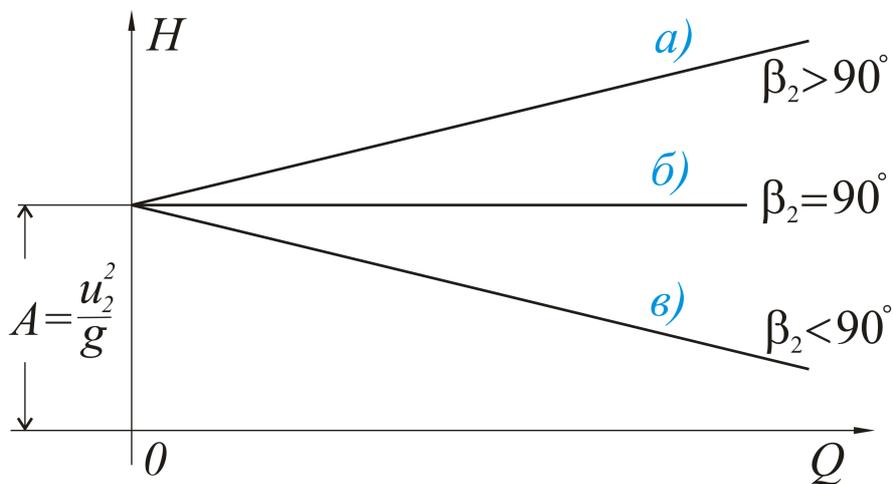


Рис. 38. Прямые линии для вариантов лопастей а), б), в) начинаются при расходе  $Q = 0$  на высоте по напору  $A = \frac{u^2}{g}$

Как отмечено ранее, наиболее распространены формы лопастей в) и б), причем основное число центробежных насосов имеют лопасти, загнутые назад.

При этом значения углов в параллелограмме скоростей находятся ориентировочно в следующих пределах:

$$\text{углы } \beta_1 = 20 \dots 30^\circ, \quad \text{углы } \beta_2 = 20 \dots 35^\circ.$$

Действительные характеристики центробежных насосов получаются путем опытных испытаний каждого насоса для ряда фиксированных (постоянных) чисел оборотов. Анализ экспериментальных данных показывает, что они качественно соответствуют линии  $\nu$ , см. рис. 38.

На рис. 39 представлены, в качестве примера, реальные характеристики двух насосов (без уточнения марки) в координатах  $H = f(Q)$ .

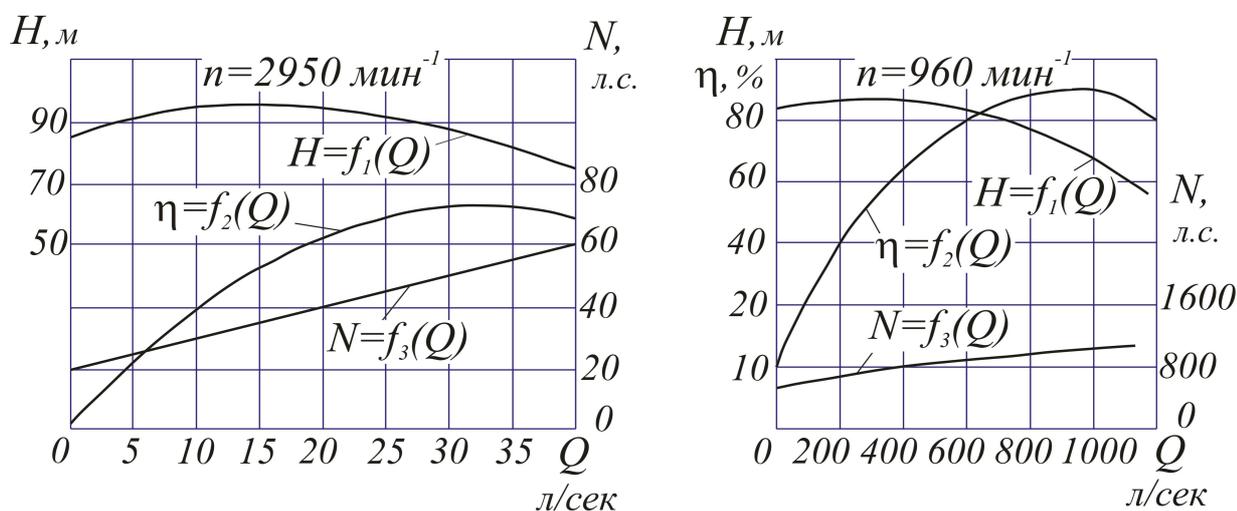


Рис. 39. Примеры действительных характеристик. \*Как правило, на графиках показываются также линии зависимости КПД насоса  $\eta = f_2(Q)$  и его мощности  $N = f_3(Q)$

Практически целесообразно, чтобы любой насос работал в области максимальных значений КПД, что соответствует правой половине каждого из графиков, где характеристика насоса  $H = f_1(Q)$  является ниспадающей, а КПД может отличаться от номинальной характеристики в пределах 5...7%.

### 3.8. РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ТРУБОПРОВОД

Покажем элементарную схему возможной работы насоса, см. рис. 40.

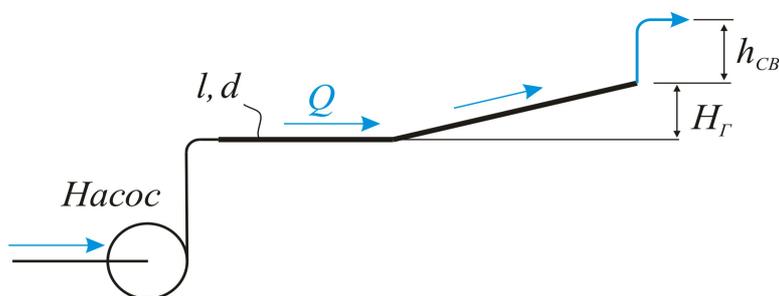


Рис. 40. Насос перекачивает воду по трубопроводу длиной  $l$  и диаметром  $d$

В конце трубопровода, поднятого на некоторую геометрическую высоту  $H_G$ , требуется обеспечить свободный напор, т.е. подъем жидкости на высоту  $h_{CB}$ .  $H_G$  может быть больше нуля или меньше.

Для горизонтального трубопровода  $H_{\Gamma} = 0$ .

Напор, развиваемый насосом для показанной схемы трубопровода:

$$H = H_{\Gamma} + h_{CB} + h_w,$$

где потери на гидравлическое сопротивление  $h_w$  могут быть определены по 1-й или 2-й водопроводным формулам.

Сумма геометрической высоты и свободного напора в конкретной задаче является величиной постоянной и равной  $H_{\Gamma} + h_{CB} = A$ . Определим потери на гидравлическое сопротивление по второй водопроводной формуле:

$$h_w = a \cdot \frac{l \cdot Q^2}{d^5}, [м].$$

Запишем напор насоса:

$$H = A + a \cdot \frac{l \cdot Q^2}{d^5} = A + B \cdot Q^2,$$

где  $B = a \cdot \frac{l}{d^5}$  - постоянная величина.

Уравнение  $H = A + BQ^2$  представляет собой параболу  $H = f_0(Q^2)$  и является характеристикой трубопровода, см. рис. 41. Если в этих же координатах показать характеристику насоса, то пересечение двух линий однозначно соответствует тому напору и тому расходу, которые являются рабочими, а точка  $A$  называется *рабочей точкой*.

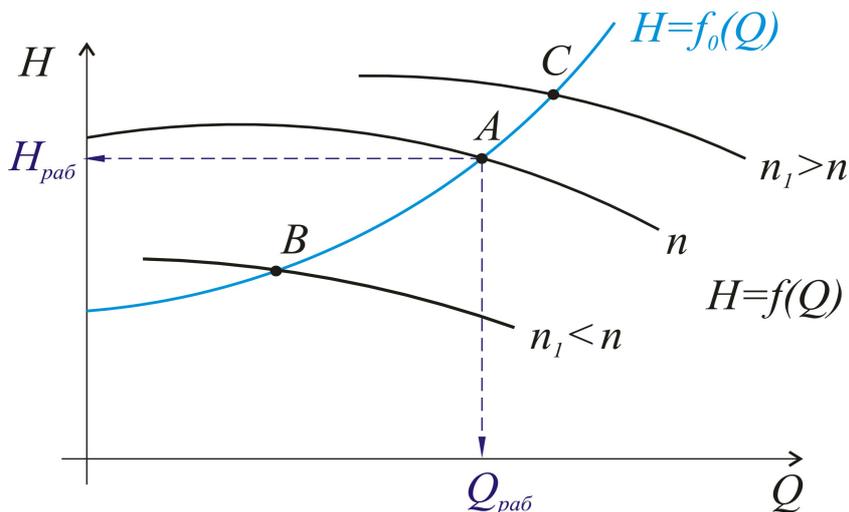


Рис. 41. На этом рисунке:  $H = f_0(Q)$  — характеристика трубопровода;  $H = f(Q)$  — характеристика насоса

Эта рабочая точка соответствует определенному числу оборотов насоса  $n$ , и она будет смещаться по мере снижения числа оборотов ( $n_1 < n$ , точка

В) или их увеличения ( $n_2 > n$ , точка С).

Отметим, что характеристика насоса - это почти стандартный график  $H = f(Q)$  для конкретного рабочего колеса. Характеристика трубопровода рассчитывается по уравнению  $H = A + B \cdot Q^2$ . Как правило, приходится выполнять расчет, задаваясь рядом расходов  $Q_1 \dots Q_n$ , определяя соответствующие значения  $H_1 \dots H_n$ , с последующим построением графика по полученным точкам.

### 3.9. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ НА ТРУБОПРОВОД

Совместная работа - это включение нескольких насосов на общий трубопровод. Включение может быть параллельным или последовательным. Рассмотрим оба случая.

1. Параллельное включение центробежных насосов см. рис. 42.

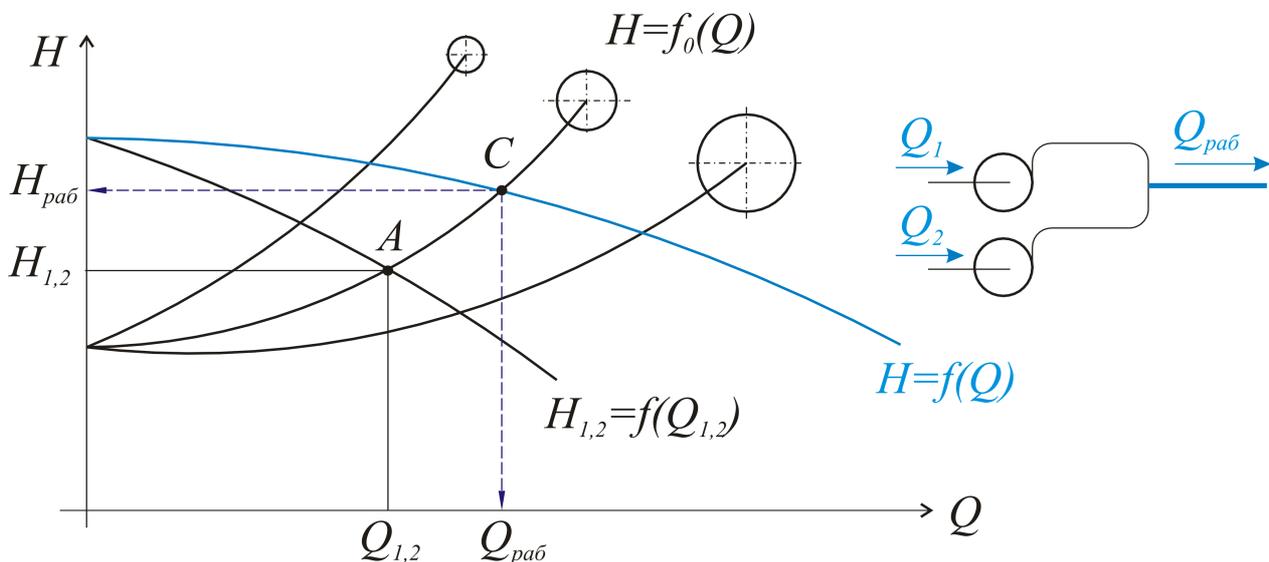


Рис. 42. Параллельное включение насосов

На этом рисунке обозначены:

$H_{1,2} = f(Q_{1,2})$  - характеристики каждого из двух одинаковых насосов.

Если работает один насос, то для него рабочая точка  $A$ , в которой напору  $H_{1,2}$  соответствует расход (производительность)  $Q_{1,2}$ ;

$H = f(Q)$  - суммарная характеристика двух параллельно включенных насосов, полученная удвоением характеристики по расходу;

$H = f_0(Q)$  - характеристика трубопровода.

Пересечением этой характеристики с суммарной характеристикой двух параллельно включенных насосов является точка  $C$ , в которой рабочие параметры составляют  $H_{раб}$  и  $Q_{раб}$ . Конечно, изменяются при включении двух параллельных насосов и напор и расход, по сравнению с одиночным насосом ( $Q_{раб} > Q_{1,2}$ ,  $H_{раб} > H_{1,2}$ ). Однако если на этом же графике провести

сравнение для нескольких трубопроводов (чем меньше диаметр, тем круче характеристика трубопровода, т.е. больше его гидравлическое сопротивление), то следует сделать совершенно однозначный вывод.

Параллельное включение насосов преследует цель увеличения расхода в трубопроводе и является эффективным при работе насосов на трубопровод с малым гидравлическим сопротивлением (т.е. на трубопровод с большим диаметром).

2. *Последовательное включение насосов*, см. рис. 43.

Так же, как и на предыдущем графике, рабочая точка для одного насоса - точка  $A$ . Для двух - точка  $C$ . Ее смещение, по линии  $H = f(Q)$ , зависит прежде всего от гидравлического сопротивления трубопровода и, в первую очередь, от его диаметра.

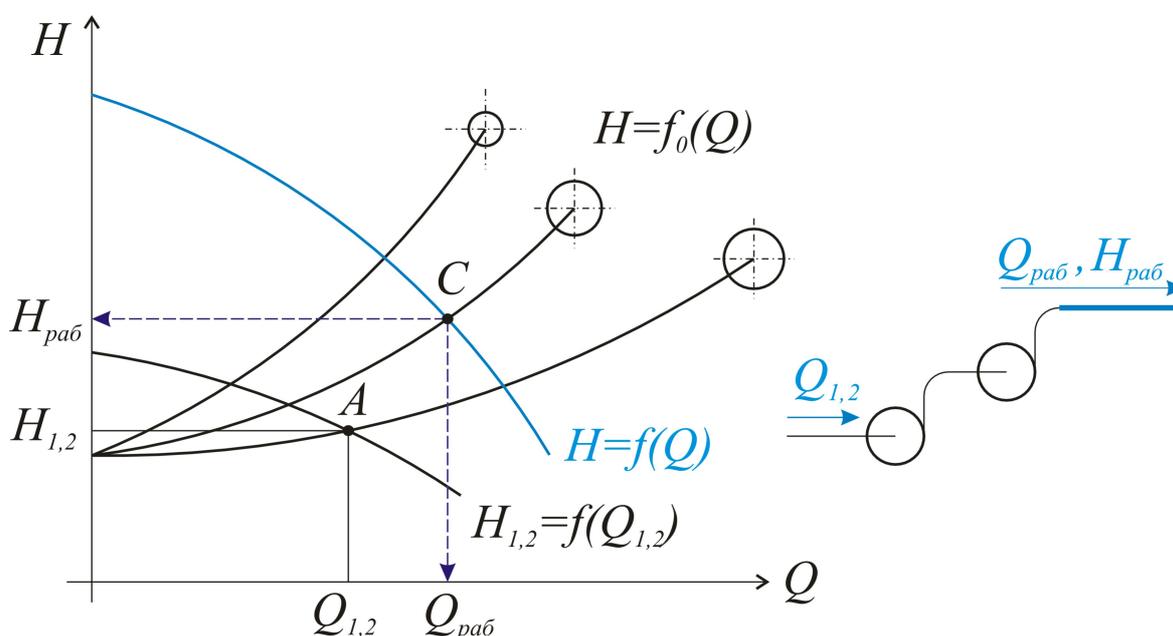


Рис. 43. График  $H = f(Q)$  для последовательного включения насосов

Вывод будет следующим.

Последовательное включение насосов имеет целью повышение давления в нагнетательном трубопроводе и является эффективным при работе насосов на трубопровод со сравнительно большим гидравлическим сопротивлением.

### 3.10. ПОДОБИЕ ЛОПАСТНЫХ МАШИН

При конструировании новых образцов лопастных машин можно провести лабораторные исследования, как правило, на уменьшенной модели.

Определив основные характеристики модели, следует пересчитать их для действительного, натурального объекта. Теория подобия лопастных машин, начатая практически профессором Куколевским И.И. и его учениками в начале прошлого столетия, и по сей день не утратила своей актуальности.

Отметим, как аксиому, следующее положение.

Подобные лопастные машины абсолютно подобны геометрически, т.е. в этих машинах все соответствующие размеры находятся в одинаковых соотношениях.

Число и форма лопастей одинаковы, в параллелограммах скоростей углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$  одинаковы (одинакова геометрия лопастей), и т.д. Далее для всех величин используем индексы:

«Н» – для натуры, действительного объекта;

«М» – для модели, объекта лабораторного.

Повторим общие замечания для теории подобия.

О том, что отношение любых размеров соответствует масштабу моделирования, когда:

$$\frac{l_H}{l_M} = \frac{r_H}{r_M} = \dots = \lambda.$$

Для площадей:

$$\frac{F_H}{F_M} = \lambda^2,$$

для объемов:

$$\frac{V_H}{V_M} = \lambda^3.$$

Получим отношения для скоростей, расходов, напоров и мощностей двух подобных лопастных машин (применительно к центробежным насосам).

1. Для скоростей:

$$\frac{u_H}{u_M} = \frac{w_H}{w_M} = \frac{c_H}{c_M}.$$

Окружная скорость  $u = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30}$ .

Тогда  $\frac{u_H}{u_M} = \frac{\pi \cdot r_H \cdot n_H}{30} \cdot \frac{30}{\pi \cdot r_M \cdot n_M} = \lambda \cdot \frac{n_H}{n_M}$ .

2. Получим отношение для расходов (производительностей).

Приведем рисунок 44, на котором показана радиальная составляющая скорости, с которой жидкость выбрасывается через внешнюю поверхность рабочего колеса насоса  $F_2$ . Расход можно представить в следующем виде:

$$Q = c_{2r} \cdot F_2 = c_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot F_2.$$

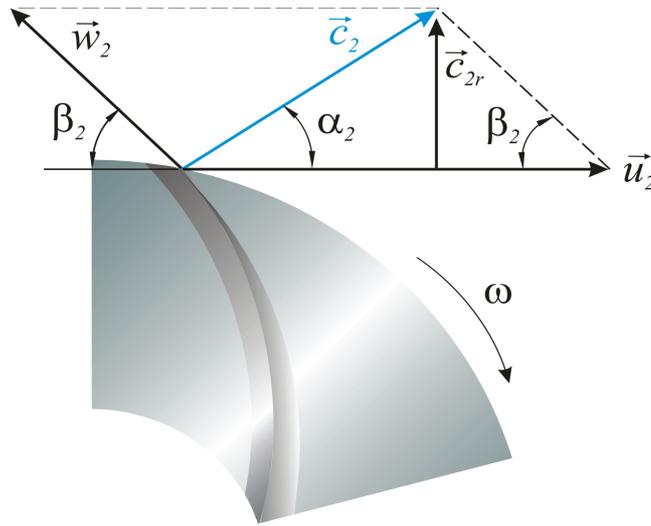


Рис. 44. Со скоростью  $c_{2r}$  жидкость переходит в корпус центробежного насоса (улитку)

Отношение расходов для натурального объекта и модели представим как:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{F_{2H} \cdot c_{2H} \cdot \sin \alpha_{2H}}{F_{2M} \cdot c_{2M} \cdot \sin \alpha_{2M}}$$

Из условия геометрического подобия:  $\sin \alpha_{2H} = \sin \alpha_{2M}$ . Отношение скоростей и отношение площадей записано ранее. Таким образом, окончательно получим:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \lambda^2 \cdot \frac{c_{2H}}{c_{2M}} = \lambda^2 \cdot \lambda \cdot \frac{n_H}{n_M} = \lambda^3 \cdot \frac{n_H}{n_M}$$

3. Отношение *для напоров (давлений)*. В формулу для теоретического напора центробежного насоса,  $H_T = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$ , подставим известное из опытных данных выражение:

$$\varepsilon_z \cdot \eta_{\text{зидр}} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \approx \frac{u_2}{2}, \text{ или } u_2 = 2 \varepsilon_z \cdot \eta_{\text{зидр}} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Таким образом, для подобных центробежных насосов:

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{2 \cdot c_{2H}^2 \cdot \cos^2 \alpha_{2H} \cdot \varepsilon_{zH} \cdot \eta_{\text{зидр. H}} \cdot g}{2 \cdot c_{2M}^2 \cdot \cos^2 \alpha_{2M} \cdot \varepsilon_{zM} \cdot \eta_{\text{зидр. M}} \cdot g} = \frac{c_{2H}^2}{c_{2M}^2} \cdot \frac{\varepsilon_{zH}}{\varepsilon_{zM}} \cdot \frac{\eta_{\text{зидр. H}}}{\eta_{\text{зидр. M}}}$$

При одинаковом (геометрическое подобие) числе лопастей  $\varepsilon_{zH} = \varepsilon_{zM}$ .  
Тогда:

$$\frac{H_H}{H_M} = \lambda^2 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{гидр. H}}{\eta_{гидр. M}}$$

4. *Отношение для мощностей.* Общая формула для мощностей имеет вид:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102 \cdot \eta}; [кВт],$$

где полный КПД равен произведению КПД гидравлического, механического и объемного, т.е.  $\eta = \eta_{гидр} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об}$ .

Напишем отношение мощностей для натурального объекта и модели:

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\gamma_H \cdot Q_H \cdot H_H}{102 \cdot \eta_H} \cdot \frac{102 \cdot \eta_M}{\gamma_M \cdot Q_M \cdot H_M}$$

В этой формуле, в частности, действительно можно учитывать удельные веса жидкостей  $\gamma_H$  и  $\gamma_M$ .

Полагаем, в лаборатории - это вода с удельным весом  $\gamma_M$ , а насос (натура) может работать, перекачивая бензин, керосин, масло и т.д. В самом деле, проще произвести лабораторные испытания на воде, а затем пересчитать их, учитывая любую другую жидкость.

Если считать, что  $\gamma_H = \gamma_M$ , то:

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{Q_H}{Q_M} \cdot \frac{H_H}{H_M} \cdot \frac{\eta_M}{\eta_H}$$

Используя отношения, полученные ранее, выразим:

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda^3 \cdot \frac{n_H}{n_M} \cdot \lambda^2 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{гидр. H}}{\eta_{гидр. M}} \cdot \frac{\eta_{гидр. M}}{\eta_{гидр. H}} \cdot \frac{\eta_{мех. M}}{\eta_{мех. H}} \cdot \frac{\eta_{об. M}}{\eta_{об. H}},$$

$$\text{или } \frac{N_H}{N_M} = \lambda^5 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\eta_{мех. M} \cdot \eta_{об. M}}{\eta_{мех. H} \cdot \eta_{об. H}}$$

При  $\eta_{об. M} \approx \eta_{об. H}$  последнее равенство упрощается:

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda^5 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\eta_{гидр. H}}{\eta_{гидр. M}}$$

Указанные отношения показывают, что для основных характеристик насоса (напор, производительность, мощность) зависимости от масштаба ( $\lambda$ ) и числа оборотов являются совершенно нелинейными.

**Пример 11.** В лабораторной модели насоса при его числе оборотов  $n_M = 600 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  и напоре  $H_M = 1 \text{ м вод.ст.}$  получен расход  $Q_M = 6 \frac{\text{л}}{\text{сек}}$ . Для натурального объекта ( $\lambda = 2$ ) определить расход, напор и мощность при таком же числе оборотов. Жидкость – вода, КПД -  $\eta = 1,0$ .

*Решение.* Мощность лабораторной модели:

$$N_M = \frac{\gamma \cdot Q_M \cdot H_M}{102 \cdot \eta} = \frac{1000 \cdot 0,006 \cdot 1}{102 \cdot 1} \approx 0,060 \text{ кВт}.$$

Для действительного объекта расход составит величину:

$$Q_H = Q_M \cdot \lambda^3 \cdot \frac{n_H}{n_M} = 6 \cdot 2^3 \cdot 1 = 48 \frac{\text{л}}{\text{сек}},$$

$$\text{напор } H_H = H_M \cdot \lambda^2 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 = 1 \cdot 2^2 \cdot 1 = 4 \text{ м вод.ст.},$$

$$\text{мощность } N_H = N_M \cdot \lambda^5 \cdot \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 = 0,060 \cdot 2^5 = 1,92 \text{ кВт}.$$

### 3.11. ЗАВИСИМОСТЬ РАСХОДА, НАПОРА И МОЩНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ОТ ЧИСЛА ОБОРОТОВ

В учебнике (Угинчус А.А. Гидравлика и гидромашины. 1970г.) этому вопросу посвящены три страницы (255...257 стр.). Предложим более простое решение. Используем записанные ранее отношения для расходов, напоров и мощностей подобных центробежных насосов. Для одного и того же насоса считаем неизменными все КПД (гидравлический, механический, объемный). Для этого насоса масштабный коэффициент  $\lambda = 1$ .

Тогда для двух различных чисел оборотов следует записать, что:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3.$$

Итак, расход пропорционален числу оборотов в первой степени -  $Q \approx n^{1,0}$ , напор  $H \approx n^{2,0}$ , а мощность центробежного насоса  $N \approx n^{3,0}$ . Поясним на примере.

#### **Пример 12**

Для насоса заданы напор  $H_1 = 15 \text{ м}$ , расход  $Q_1 = 10 \text{ л/с}$ . Определить напор  $H_2$ , расход  $Q_2$  и мощность  $N_2$  при увеличении числа оборотов вдвое.

*Решение.*  $\frac{n_2}{n_1} = 2$ . Мощность насоса при заданных характеристиках для

воды 
$$N = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot H_1}{102} = \frac{1000 \cdot 0,010 \cdot 15}{102} \approx 1,5 \text{ кВт}.$$

При увеличении числа оборотов в два раза напор составит величину:

$$H_2 = H_1 \cdot 2^2 = 15 \cdot 4 = 60 \text{ м},$$

расход  $Q_2 = Q_1 \cdot 2 = 10 \cdot 2 = 20 \text{ л/с},$

мощность  $N_2 = N_1 \cdot 2^3 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ кВт}.$

В решении КПД насоса принят равным единице.

### 3.12. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Коэффициент быстроходности центробежных насосов  $n_s$  служит для их классификации и подбора нужного насоса.

Коэффициент быстроходности является критерием подобия, определяемым по действительным характеристикам насоса - расходу, числу оборотов и напору.

На основании формул теории подобия лопастных машин можно провести сравнение любого действительного насоса с условным (виртуальным).

Если для действительного центробежного насоса считаем стандартными напор  $H [м]$ , расход  $Q [м^3/с]$ , мощность  $N [кВт]$  и число оборотов  $n [об/мин]$ , то для условного колеса это  $H_s = 1 [м]$ ,  $Q_s [м^2/с]$ ,  $N_s = 1 \text{ л.с.} = 0,736 [кВт]$ .

Задачей является определение числа оборотов для этого условного (виртуального) колеса  $n_s$ .

Приводим следующее определение.

*Коэффициентом быстроходности  $n_s$*  называется число оборотов такого условного колеса, которое при одинаковом КПД с действительным рабочим колесом развивало бы напор  $H_s = 1 \text{ м}$  водяного столба при затрате мощности в  $1 \text{ л.с.}$

Используя формулы теории подобия, можно получить, что:

$$\frac{n_s}{n} = \frac{3,65 \sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

(Подробнее можно ознакомиться в том же учебнике - Угинчус А. А., стр. 258-259). Коэффициент быстроходности

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, [об/мин].$$

Необходимо отметить, что в расчетах следует соблюдать вполне определенные размерности. Число оборотов  $n$  [об/мин], расход  $Q$  [ $\text{м}^3/\text{с}$ ], напор  $H$  [м].

Коэффициент быстроходности характеризует конструктивные особенности серии подобных насосов, которые, в зависимости от их характеристик, подразделяются, как правило, на пять основных типов, табл. 5.

Коэффициенты быстроходности для различных типов насосов Таблица 5

Тип колес	$n_s$	$\frac{D_2}{D_0}$
Тихоходные центробежные	40-80	2,50
Нормальные...»	80-120	2,00
Быстроходные...»	120-200	1,8...1,4
Полуосевые (диагональные)	200-500	1,2...1,1
Осевые (пропеллерные)	500-1200	0,8

Эту таблицу дополняет рис. 45, на котором показана изменяющаяся геометрия рабочих колес центробежных насосов.

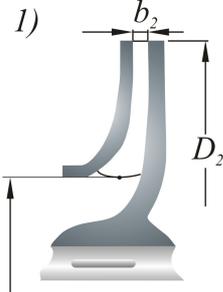
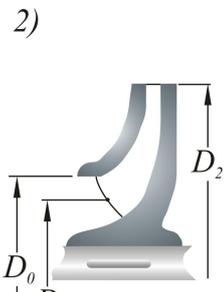
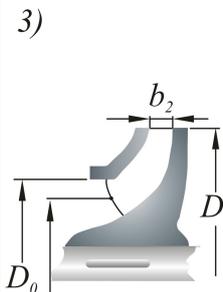
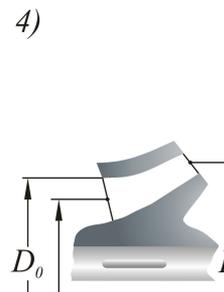
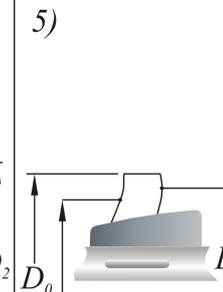
Центробежный насос			Колесо диагонального насоса	Колесо пропеллерного насоса
Тихоходное колесо	Нормальное колесо	Быстроходное колесо		
1)  $D_0 = D_1$ $n_s = 40 \dots 80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2,5$	2)  $D_0$ $D_1$ $n_s = 80 \dots 120$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2,0$	3)  $D_0$ $D_1$ $n_s = 120 \dots 200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1,8 \dots 1,4$	4)  $D_0$ $D_1$ $n_s = 200 \dots 500$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1,2 \dots 1,1$	5)  $D_0$ $D_1$ $n_s = 500 \dots 1200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$

Рис. 45. Конструкция рабочего колеса центробежного насоса напрямую связана с его коэффициентом быстроходности

Формула для коэффициента быстроходности показывает, что для получения большего расхода следует использовать насосы, обозначенные в последних трех строчках, табл. 5. Для получения большего давления (напора) - насосы нормальные и тихоходные. Насосы этого типа и применяются чаще всего в водопроводных сетях.

**Пример 12.** Определить тип рабочего колеса центробежного насоса, если число его оборотов  $n=720 \text{ об/мин}$ , расход  $Q=80 \text{ л/с}$ , создаваемый напор  $H=20 \text{ м}$ .

**Решение.** Определим коэффициент быстроходности с учетом указанных ранее размерностей.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3,65 \cdot 720 \sqrt{0,080}}{20^{3/4}} = 78,6 \left[ \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right].$$

В соответствии с приведенной классификацией данное рабочее колесо является тихоходным ( $n_s = 40 \dots 80$ ).

### 3.13. КАВИТАЦИЯ И ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*Кавитация* - это процесс парообразования, происходящий в какой-либо точке рабочего объема лопастной машины, если давление в этой точке падает до давления парообразования (или ниже) при данной температуре жидкости.

Давление водяного пара заметно увеличивается при повышении температуры воды, табл. 6.

Давление водяного пара в зависимости от температуры

Таблица 6

Температура $t, ^\circ\text{C}$	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\frac{P_{\text{п}}}{\gamma} [\text{м вод.ст.}]$	0,009	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,00	3,17	4,80	7,10	10,33

Еще несколько замечаний о явлении кавитации.

Если давление при входе в рабочее колесо центробежного насоса снижается до давления парообразования, то всасываемая среда становится двухфазной (вода плюс пар), жидкостный поток становится разрывным, т.е. несплошным. Образующиеся в жидкости пузырьки пара движутся в общем рабочем объеме и, попадая в области повышенного давления, мгновенно конденсируются. Эта конденсация сопровождается местным повышением давления в десятки и сотни атмосфер, что напрямую связано с возможностью механического разрушения рабочих поверхностей (лопастей) центробежных насосов.

Кавитация сопровождается так называемым «кавитационным» шумом при работе лопастной машины, резко снижается общий КПД. Кавитация при работе насосов недопустима. Это означает следующее. В любом сечении движущегося жидкостного потока давление должно быть больше давления парообразования при данной температуре.

Решим задачу о высоте всасывания для центробежного насоса, рис. 46. Насос установлен на некоторой высоте  $h_{\text{вс}}$  от свободной поверхности  $O-O$ , принятой за плоскость сравнения.

Запишем уравнение Бернулли для сечений  $O-O$  и  $I-I$  (последнее - это сечение в трубе на входе в насос):

$$0 + \frac{p_{atm}}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = h_{ec} + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{wbc},$$

где  $V_0$  - скорость на уровне  $O-O$ ; считаем равной нулю;

$p_1$  - давление в трубопроводе;

$h_{ec}$  - геометрическая высота всасывания;

$h_{wbc}$  - потери на гидравлическое сопротивление во всасывающей трубе.

Высота всасывания:

$$h_{ec} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - h_{wbc} - \frac{V_1^2}{2g}.$$

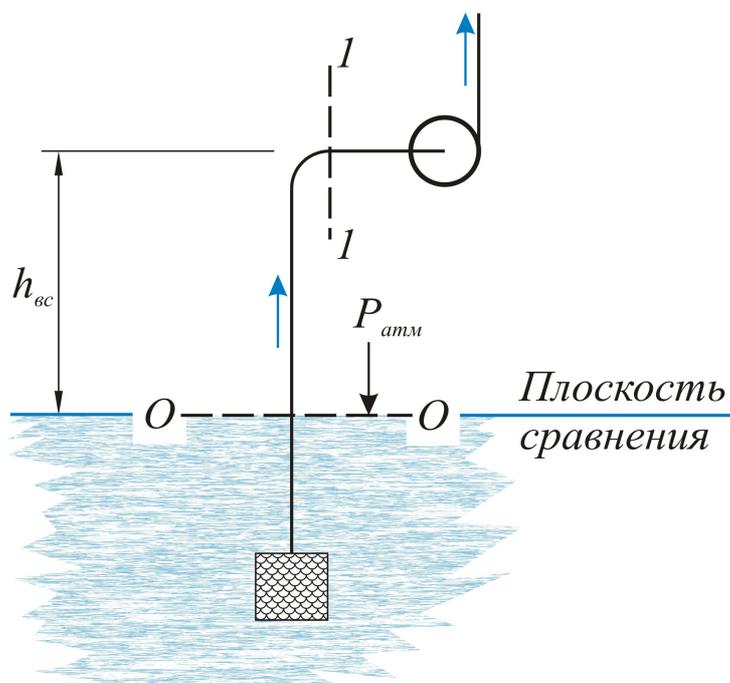


Рис. 46. Жидкостный поток должен быть сплошным во всей всасывающей линии, от сетки до насоса

Энергия жидкостного потока на входе в насос,

$$E_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}, \text{ [м вод.ст]}, \text{ должна быть больше давления парообразования на}$$

некоторую величину, т.е.:

$$\Delta H = \left( \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \frac{p_n}{\gamma} > 0.$$

Запишем отсюда:

$$\frac{V_1^2}{2g} = \Delta H - \frac{p_1}{\gamma} + \frac{p_n}{\gamma}$$

и подставим в формулу для высоты всасывания:

$$h_{вс} = \frac{p_{ам}}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - h_{всв} - \Delta H + \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma},$$

или

$$h_{вс} = \frac{p_{ам}}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} - h_{всв} - \Delta H.$$

Здесь

$\frac{p_{ам}}{\gamma} \approx 10 [м]$  – теоретическая высота всасывания;

$\frac{p_n}{\gamma} = f(t)$  – давление парообразования (см. табл. 6).

На основании теоретических и экспериментальных данных:

$$\Delta H = \sigma \cdot H,$$

где  $H, [м]$  – напор насоса,

$\sigma$  – коэффициент кавитации, определяемый по формуле:

$$\sigma = \left( \frac{n_s}{c} \right)^{\frac{4}{3}}.$$

Здесь  $n_s$  – коэффициент быстроходности;

$c = 500 \dots 1000$ , зависит от конкретной конструкции насоса.

Обычная высота всасывания центробежных насосов, определяемая как

$$h_{вс} = \frac{p_{ам}}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} - h_{всв} - \varphi \cdot \sigma \cdot H [м],$$

находится в пределах  $3 \dots 6 м вод. ст.$  В последнем равенстве  $\varphi = 1,2 \dots 1,4$  – коэффициент запаса, обоснованный экспериментальным путем.

В целом следует констатировать следующее. Чем меньше  $h_{вс}$ , т.е. насос ближе к воде (к плоскости сравнения), тем лучше. Насос будет работать устойчиво и стабильно, в хорошем стационарном режиме.

### 3.14. ГРАФИК ПОЛЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В приложении настоящего издания приведен универсальный график полей центробежных насосов.

Часть этого графика показана на рис. 47.

Этот график в координатах  $H = f(Q)$  представляет характеристики десятков стандартных насосов.

Сравнительно малое поле для каждого насоса соответствует, прежде всего, области его оптимальных КПД.

#### Пример 13

Для трубопровода требуется подобрать насос, чтобы он обеспечивал расход  $Q = 20 \text{ л/с}$  при напоре  $H = 20 \text{ м вод. ст.}$

#### Решение

По графику на рис. 47 находим марку насоса -  $4K-18$ .

Приведем пояснения к остальным обозначениям в марке  $4K-18$ .

$4$  – это диаметр входного патрубка, уменьшенный в  $\approx 25$  раз, т.е. действительный диаметр патрубка составляет  $4 \cdot 25 = 100 \text{ мм}$ .

$K$  – насос консольного типа.

$18$  – коэффициент быстроходности центробежного насоса, уменьшенный в 10 раз, т.е. коэффициент быстроходности насоса  $n_s = 180$ .

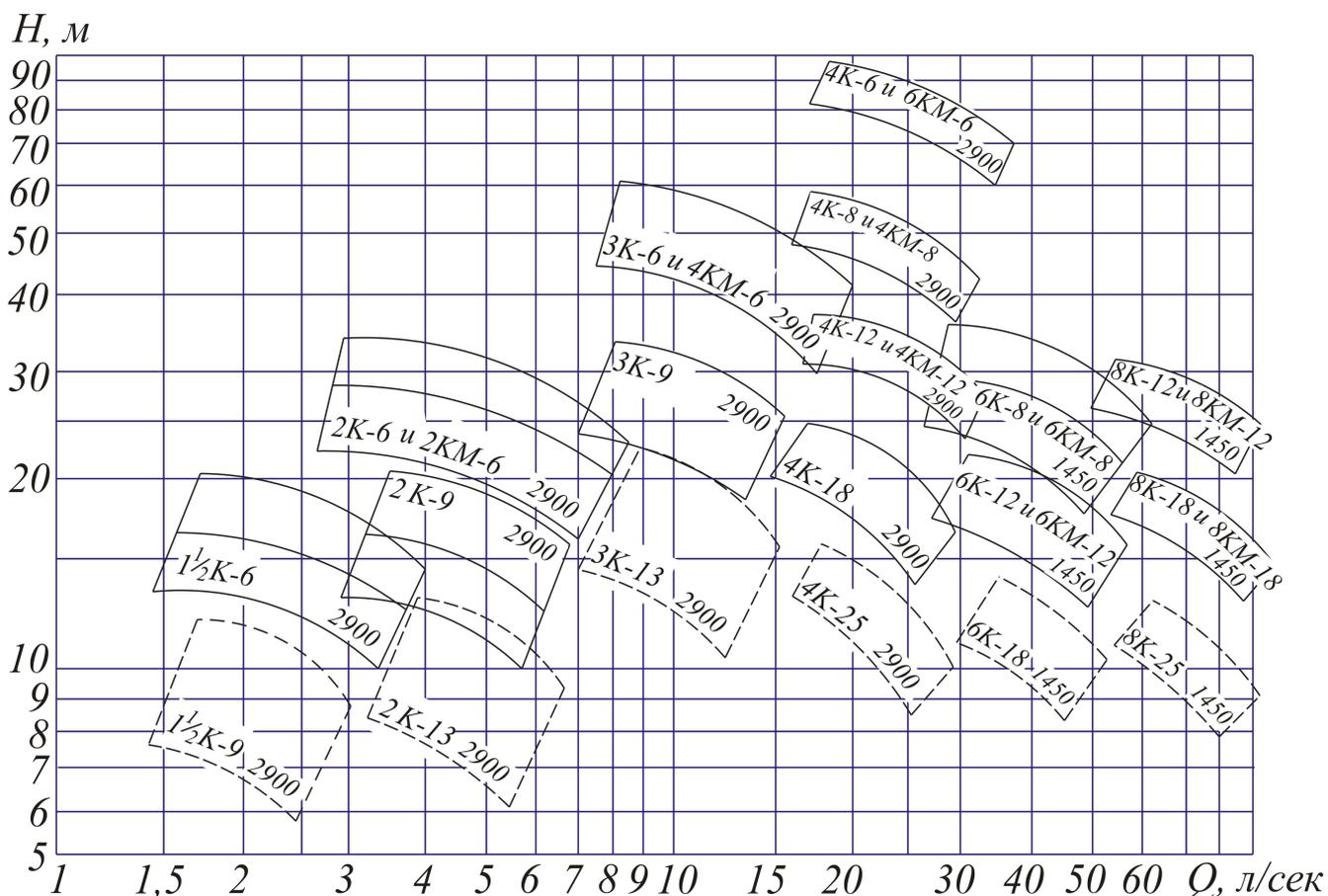


Рис. 47. График рабочих полей консольных насосов

## ЧАСТЬ ЧЕТВЁРТАЯ

### ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 4.1. ВВЕДЕНИЕ

Гидродинамические передачи служат для передачи энергии между валами, вращающимися с различной угловой скоростью, когда энергия передается с помощью капельной жидкости. Этой рабочей жидкостью может быть масло -индустриальное или турбинное (различных марок). Некоторые требования, предъявляемые к рабочей жидкости, – это её однородность, сплошность, практическое отсутствие в ней воздуха и невозможность – при работе – возникновения кавитации. Чаще всего в гидродинамических передачах используются индустриальные масла, веретенное или турбинное масло. Иногда – дизельное топливо. Представим идеальную модель гидродинамической передачи, рис. 48.

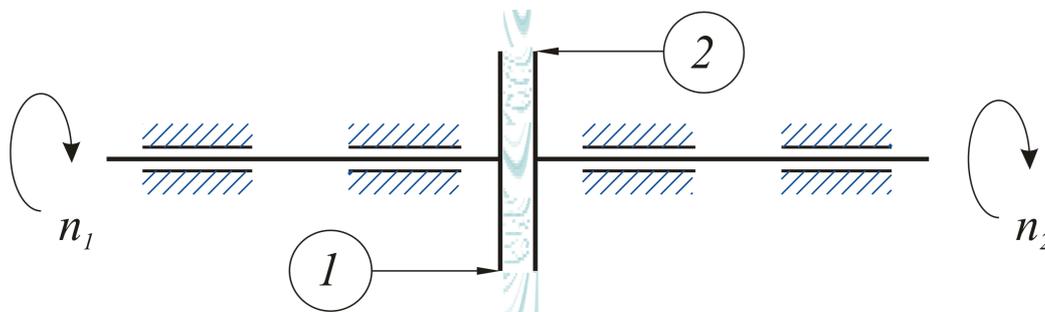


Рис. 48. Вращением диска 1 можно привести в движение диск 2

Если не учитывать трение в подшипниках, сальниках и прочих конструктивных устройствах, то можно согласиться, что при вращении диска 1 диск 2 придет в движение, хотя и с меньшим числом оборотов. Поставим такой вопрос. Как можно увеличить эффективность такой передачи? Приведем, к примеру, только несколько вариантов.

Первое. Диски приблизить друг к другу, насколько это возможно.

Второе. Оба диска заключить в общий корпус (неподвижный).

Третье. Для передачи энергии использовать между дисками не газ, а капельную жидкость.

Четвертое. И самое важное. На каждом из дисков установить небольшие лопасти. Простейший вариант – расположенные в радиальном направлении.

#### 4.2. ГИДРОМУФТА

Гидромуфта является гидродинамической передачей, которая обеспечивает передачу от насосного колеса 1 к турбинному 2, см. рис. 49. Отметим еще раз, что эти колеса – насосное и турбинное - не соединены механически. Передача энергии – только через жидкость. Насосное колесо

соединено напрямую с валом двигателя. Турбинное колесо – на ведомом валу. Рабочий объем гидромолы заполнен жидкостью и ограничен корпусом 3.

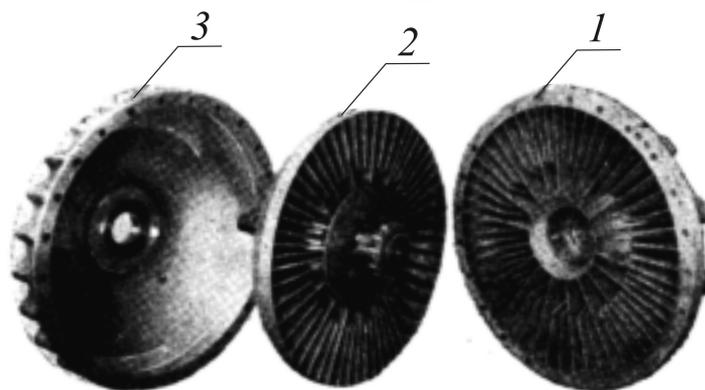


Рис. 49. Элементы гидромолы: 1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – корпус гидромолы

В рабочем режиме насосное колесо всегда имеет большее число оборотов по сравнению с турбинным. Поэтому в насосном колесе, с учетом центробежных сил, действующих в жидкости, давление больше, чем в турбинном. За счет разности давлений возникает круговое движение жидкости в плоскости осевого сечения гидромолы от насосного колеса к турбинному. Принципиальная схема изменения скоростей представлена на рис. 50.

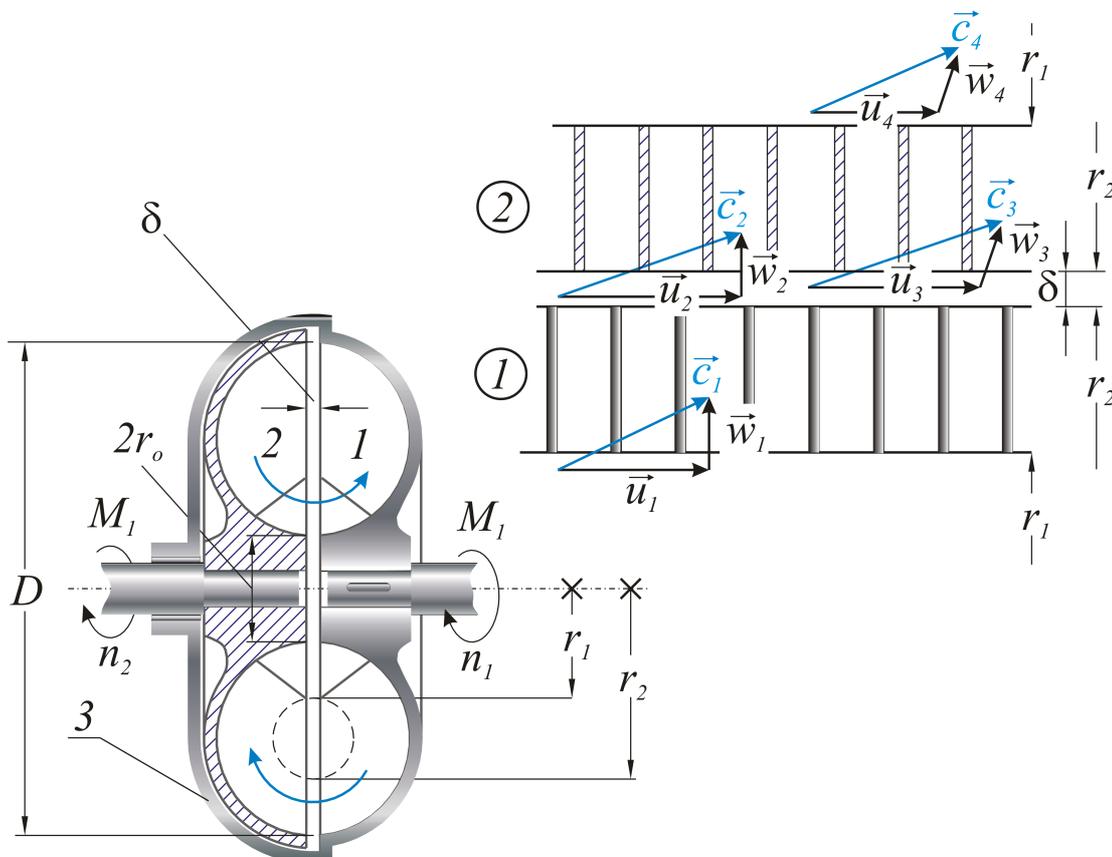


Рис. 50. На представленной развертке скоростей  $\vec{u}$  – окружная скорость;  $\vec{w}$  – относительная;  $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$  – абсолютная скорость

### 4.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОМУФТЫ

В гидромуфте крутящий момент  $M_1$  с ведущего вала (насосного колеса) передается на ведомый  $M_2$  (турбинное колесо) без изменения. Эти крутящие моменты равны по величине и противоположны по направлению. Запишем, как аксиому, что сумма этих моментов равна нулю:

$$M_1 + M_2 = 0.$$

Число оборотов насосного колеса  $n_1$  всегда превышает число оборотов турбинного  $n_2$ ; т.е.  $n_1 - n_2 > 0$ .

*Скольжением гидромуфты* называется отношение разности числа оборотов к числу оборотов насосного колеса:

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1}.$$

Обозначив отношение чисел оборотов как  $i = \frac{n_2}{n_1}$ , можно записать скольжение гидромуфты  $S = 1 - i$ .

Коэффициент полезного действия гидромуфты – это отношение мощностей на ведомом и ведущем валах, т.е.:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \frac{\pi n_2}{30}}{M_1 \cdot \frac{\pi n_1}{30}} = \frac{n_2}{n_1},$$

откуда следует, что КПД равен передаточному отношению:

$$\eta = \frac{n_2}{n_1} = i.$$

Скольжение гидромуфты зависит от степени заполнения рабочего объема гидромуфты. Для полностью заполненной гидромуфты скольжение  $S = 0,02 \dots 0,05$ . С учетом записанных выше соотношений КПД гидромуфты  $\eta = i = 1 - S$ , т.е. КПД гидромуфты достаточно высок:  $\eta = 95 \dots 98\%$ .

Внешней характеристикой гидромуфты является зависимость крутящего момента и КПД от числа оборотов турбинного колеса  $n_2$  при постоянном числе оборотов насосного  $n_1$ , рис.51.

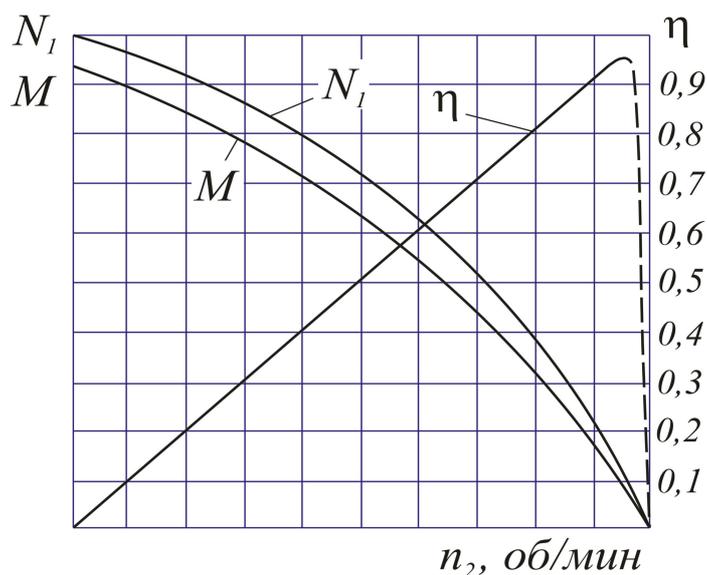


Рис. 51. Внешняя характеристика гидромуфты

Если использовать отношение величин передаваемого момента  $M$  к расчетному, нормальному моменту  $M_H$ , в зависимости от передаточного отношения, то можно построить относительную характеристику гидромуфты, см. рис. 52.

$$\bar{M} = \frac{M}{M_H} = f(i).$$

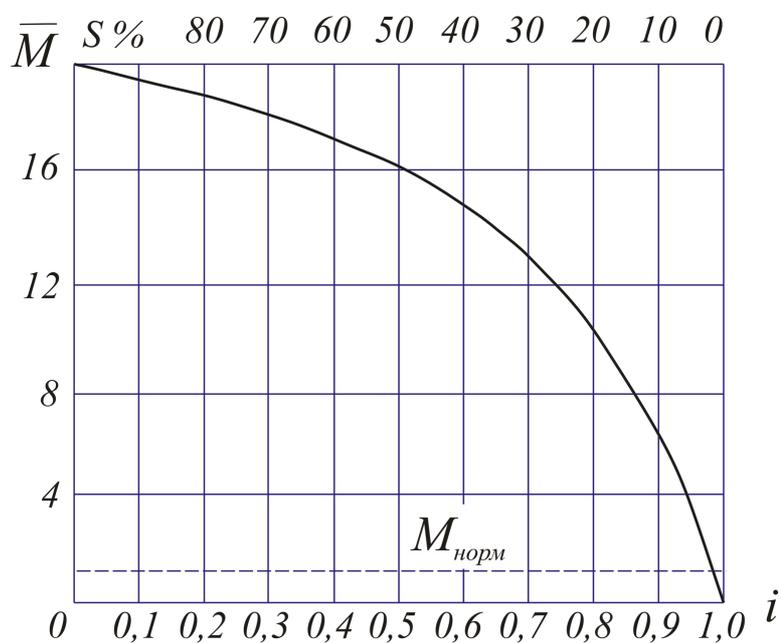


Рис. 52. Относительная характеристика гидромуфты. При  $i=0$  турбинное колесо неподвижно, относительный момент превышает нормальный, т.е. рабочий, в 16 и более раз. Это, конечно, существенный недостаток для гидромуфты

Универсальной характеристикой гидромуфты называют зависимость ее

крутящих моментов от числа оборотов турбинного колеса при различных числах оборотов насосного колеса.

На универсальной характеристике нанесены также кривые, представляющие собой величины моментов гидромолоты с одинаковыми КПД для построения универсальной характеристики значениями КПД.

Для построения универсальной характеристики необходимо снять внешние характеристики гидромолоты при различном числе оборотов насосного колеса, рис. 53.

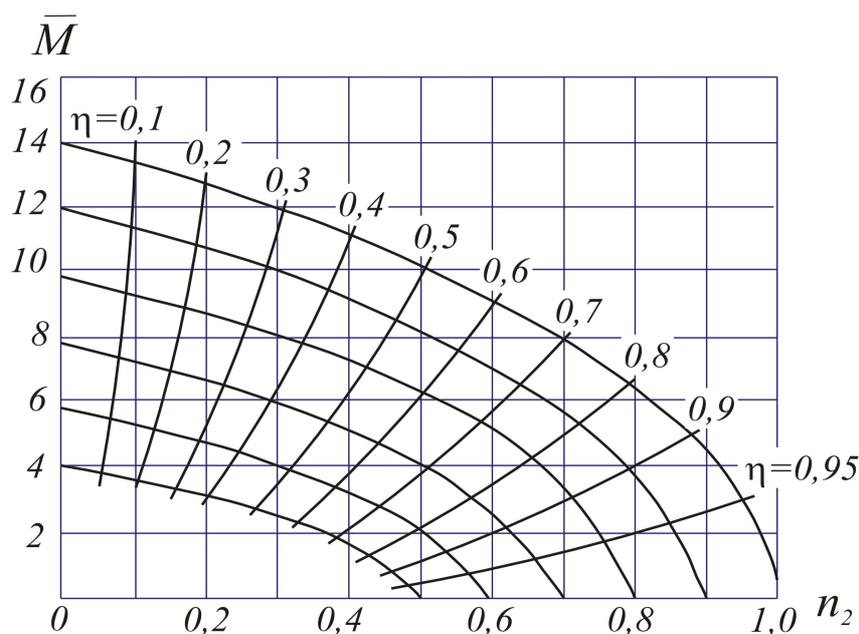


Рис. 53. Универсальная характеристика гидромолоты

#### 4.4. ГИДРОТРАНСФОРМАТОР

Основное отличие от гидромолоты состоит в том, что в гидротрансформаторе изменяется крутящий момент на ведомом валу (турбинное колесо), с помощью одного реактора (или нескольких), создающего в замкнутой конструкции преобразование, как правило, увеличение крутящего момента от двигателя.

Вспользуемся изложением нужного материала из учебника [3]. Схема простейшего гидротрансформатора представлена на рис. 54.

В гидротрансформаторе насосное колесо 1, приводимое в движение двигателем, направляет рабочую жидкость в турбину 2, вращающуюся с меньшей угловой скоростью.

Отдав энергию турбине, жидкость через неподвижный лопаточный реактор 3 возвращается в насос. Неподвижные лопатки реактора изменяют момент количества жидкости между насосом и турбиной, вызывая соответствующее изменение угловой скорости и вращающего момента турбины.

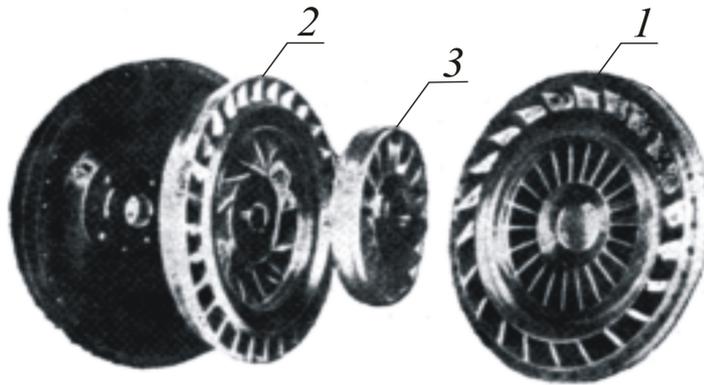


Рис.54. Гидротрансформатор: 1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – лопаточный реактор

Соотношение моментов в трехэлементном гидротрансформаторе определяется равенством:

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0,$$

где  $M_1$  - крутящий момент на валу насосного колеса;  $M_2$  - крутящий момент на валу турбинного колеса;  $M_3$  - момент для реактора, т.е. алгебраическая сумма моментов всех лопастных колёс гидродинамической передачи равна нулю. Передача энергии от ведущего вала к ведомому в гидротрансформаторах составляет около 90%. В специальных гидромеханических трансмиссиях – до 95%. КПД гидротрансформатора определяется по формуле:

$$\eta = k \cdot i,$$

где  $k = \frac{M_2}{M_1}$  - отношение моментов турбины и насоса;  $i = \frac{n_2}{n_1}$  - текущее значение передаточного отношения.

#### 4.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Отметим существенное отличие гидротрансформатора по сравнению с гидромуфтой. Гидротрансформатор работает только при полном заполнении рабочей жидкостью, которая, как правило, подаётся под избыточным давлением во избежание кавитационных явлений в жидкости (когда в ней отсутствуют парообразные или воздушные вкрапления). Опытные испытания гидротрансформаторов позволяют построить внешнюю характеристику, рис. 55, и характеристику приведённую, см. рис. 56, которые показывают изменение моментов  $M_1$  и  $M_2$  в зависимости от числа оборотов турбинного колеса

или передаточного отношения  $i = \frac{n_2}{n_1}$ .

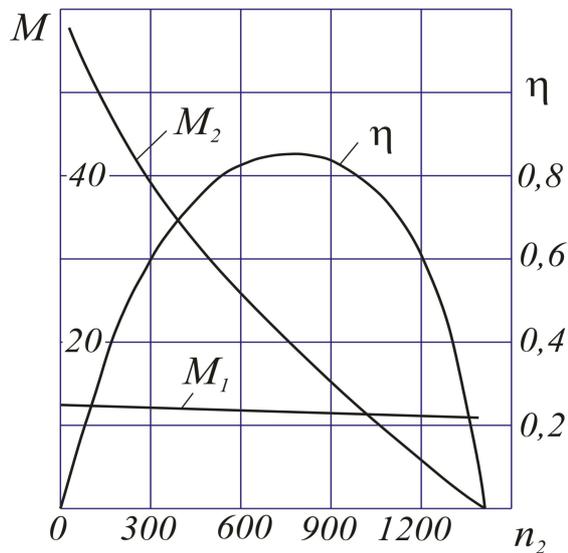


Рис. 55. Внешняя характеристика гидротрансформатора:  $M_1$  - момент на ведущем валу (насос);  $M_2$  - момент на валу ведомом (турбина),  $\eta$  - КПД гидротрансформатора, имеющий наибольшее значение при  $M_1 \approx M_2$ .

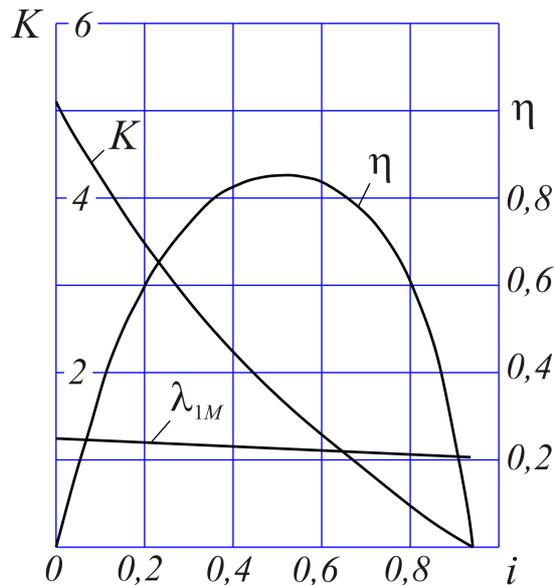


Рис. 56. Приведённая характеристика

На этой характеристике  $k$  - отношение моментов турбины и насоса;  $\lambda_{1M}$  - коэффициент момента, определяющий момент на валу насосного колеса:

$$M_1 = \lambda_{1M} \cdot \gamma \cdot n_1^2 \cdot D^5.$$

Здесь  $\gamma$  - удельный вес рабочей жидкости;  $n_1$  - число оборотов насоса,  $D, [м]$  - активный диаметр гидротрансформатора.

Наиболее подробной является универсальная характеристика, рис. 57.

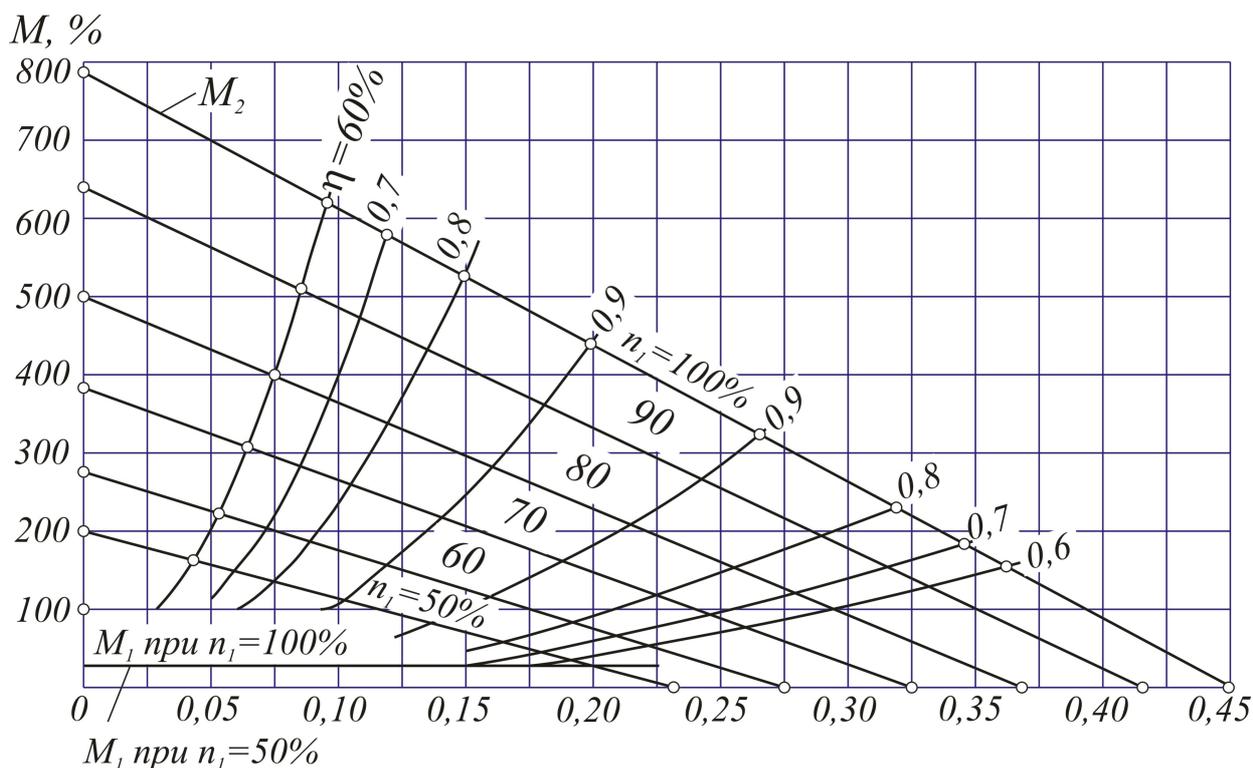


Рис. 57. Универсальная характеристика гидротрансформатора:  
 $M_1$  - момент на ведущем валу (насос);  $M_2$  - момент на валу  
ведомом (турбина);  $n_1$  - относительное число оборотов насосного колеса

Далее использованы сведения из источника [3].

В ряде случаев к гидротрансформаторам предъявляется требование, чтобы крутящий момент, нагружающий двигатель, оставался постоянным при изменении нагрузки на ведомом валу.

Характеристику гидротрансформатора, у которого момент насоса удовлетворяет указанному требованию, называют «непрозрачной». Если  $M_1$  изменяется в зависимости от передаточного отношения, то характеристику называют «прозрачной». Если с увеличением момента  $M_2$  одновременно увеличивается и момент  $M_1$ , такую «прозрачность» характеристики принято считать «прямой прозрачностью». Если с увеличением момента  $M_2$  уменьшается момент  $M_1$ , то гидротрансформатор имеет характеристику с «обратной прозрачностью».

И ещё немаловажные замечания, относящиеся к гидротрансформаторам. Изучение совместных характеристик и опыт применения гидротрансформаторов с различными двигателями позволяет рекомендовать:

1. для работы с карбюраторным двигателем внутреннего сгорания гидротрансформаторы, имеющие большую «прозрачную» характеристику, так как при этом лучше используется мощность двигателя;
2. для работы с дизелем – гидротрансформаторы с малой «прозрачностью»;
3. для работы с нерегулируемым электродвигателем переменного тока – гидротрансформатор с «непрозрачной» характеристикой.

## ЧАСТЬ 5

### ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ОБЪЁМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

#### 5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Следует считать, что объемными являются все гидромашины – лопастные, центробежные, а также такие, принцип действия которых основан на вытеснении малосжимаемой жидкости из замкнутого объема. Практически гидромашины (лопастные из этого числа исключим) могут работать в режиме как гидронасоса, так и гидродвигателя.

В насосе энергия внешнего источника реализуется в виде повышения давления жидкости. Гидродвигатель, как исполнительный механизм, работает за счет энергии жидкости. Приведём классификацию гидравлических машин (насосов и двигателей) в самом общем виде, см. рис.58. Только правая часть на этой схеме соответствует машинам объемного типа.



Рис.58. Примерная классификация гидравлических машин

## 5.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОБЪЁМНЫХ МАШИН

Теоретически в объёмной гидромашине (насос) можно получить любое давление, ограниченное только противодействием в нагнетательном трубопроводе гидросистемы, а также прочностью гидроаппаратуры. Следует отметить, что в гидромашинках объёмного типа используется жидкость при давлениях, значительно превышающих давление, создаваемое в лопастных машинах (до 100 *бар* и выше).

Основные параметры объёмных гидромашин – это давление, производительность (подача или объёмный расход), а также мощность и крутящий момент (последнее – для машин вращательного действия).

Приведём общие соотношения (см. Угинчус А.А., 1970, стр.320-321).

Теоретическая производительность насоса:

$$Q_T = q_T \cdot n,$$

где  $q_T$  – объём рабочих камер гидромашинки;  $n$  – число циклов в единицу времени.

Если число рабочих камер (чаще всего это число рабочих цилиндров машины) составляет  $z$ , то:

$$q_T = z \cdot q_{1T},$$

где  $q_{1T}$  – объём одного цилиндра.

В машине поступательного действия сила, действующая на площадь поршня  $w$  [ $\text{м}^2$ ], составляет величину (теоретическую):  $P_T = p \cdot w$  [ $\text{Н}$ ].

Для машины вращательного действия теоретический момент на валу вращения при давлении жидкости  $p$  создаёт момент

$$M_T = K_M \cdot p,$$

где  $K_M$  – коэффициент момента.

Из формулы мощности:

$$N_T = M_T \cdot \omega,$$

где  $\omega$  – угловая скорость, следует, что:

$$p \cdot Q_T = M_T \cdot \omega, \text{ т.е.: } M_T = p \cdot \frac{Q_T}{\omega} = \frac{1}{2\pi} \cdot q_T \cdot p,$$

и коэффициент  $K_M = \frac{q_T}{2\pi}$ . Полный КПД гидромашинки, как это записано ранее для лопастных машин:

$$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_z,$$

где  $\eta_o$  - объёмный КПД;  $\eta_m$  - механический;  $\eta_z$  - гидравлический.

В объёмных гидромашинах, где схема движения гораздо проще, чем в лопастных, гидравлический КПД можно считать близким к единице, т.е.  $\eta_z \approx 1,0$ . Тогда полный КПД  $\eta_n = \eta_o \cdot \eta_m$ .

Крутящий момент для насоса из формулы  $p \cdot Q = \eta_n \cdot M_n \cdot \omega_n$  определим как  $M_n = \frac{Q}{\eta_n \cdot \omega_n} \cdot p = \frac{K_M}{\eta_n} \cdot p$ .

Для гидродвигателя  $p \cdot Q \cdot \eta_D = M_D \cdot \omega_D$ ,

или  $M_D = \frac{Q \cdot \eta_D}{\omega_D} \cdot p = K_M \cdot \eta_D \cdot p$ .

Полезная мощность для насоса:

$$N_n = \frac{p \cdot Q}{1000} [\text{кВт}],$$

где  $p \left[ \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right]$  - давление, развиваемое насосом;  $Q \left[ \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right]$  - производительность (подача).

Для гидродвигателя поступательного движения:

$$N_n = \frac{P \cdot V}{1000} [\text{кВт}],$$

где  $[P] = [H]$  - усилие на поршне;  $V \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}} \right]$  - скорость его перемещения.

В гидродвигателе вращательного движения мощность оценивают как

$$N_D = \frac{M_D \cdot \omega_D}{1000} [\text{кВт}],$$

где  $M_D [H \cdot м]$  - крутящий момент;  $\omega_D [с^{-1}]$  - угловая скорость движения.

### 5.3. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ОБЪЁМНЫХ МАШИН

Гидромашины объёмного типа применяются в гидропередачах и гидроприводах. Принципиально объёмные гидромашины могут работать на любых капельных жидкостях – от воды и синтетических жидкостей до нефтяных масел самых различных марок.

Рабочая жидкость должна выполнять основное назначение как

промежуточная среда в гидropередаче и в то же время являться хорошим смазочным веществом. Для уменьшения потерь на гидравлическое трение рабочая жидкость должна обладать малой вязкостью. Наиболее полно основным требованиям к рабочим жидкостям отвечают маловязкие масла высокой очистки.

Сформулируем основные требования.

1. Рабочие жидкости в уплотнениях объёмных гидромашин должны создавать достаточно прочную масляную пленку.
2. Рабочая жидкость (масло) должна обладать высокими антикоррозийными свойствами для обеспечения устойчивой длительной работы гидромашин.
3. В объёмной гидropередаче жидкость должна иметь сравнительно малую вязкость, которая должна незначительно уменьшаться с ростом температуры жидкости.
4. Рабочая жидкость должна быть однородной, тщательно профильтрованной и нейтральной ко всякого рода уплотнениям. Содержание в ней воздуха должно быть сведено к минимуму. Лучше всего – практически до нуля.
5. Рабочая жидкость в объёмных гидромашин должна иметь постоянный модуль упругости и удельный вес (плотность), что особенно важно при больших давлениях, используемых в гидropриводах.

#### 5.4. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА

*Гидроприводом* является совокупность устройств, обеспечивающих передачу энергии при помощи жидкости.

В общем случае, приводной двигатель с помощью объёмного гидронасоса сообщает энергию жидкости (повышая её давление), которая передаётся в конечном итоге на гидродвигатель и исполнительный механизм вращательного или поступательного действия.

Объёмный гидропривод имеет определённые преимущества, которые можно сформулировать следующим образом.

1. Сравнительная простота, стандартизация и унификация узлов и деталей гидропривода и широкие возможности их компоновки в конкретной схеме гидропривода.
2. Возможность разветвления мощности. В буквальном смысле – это подача жидкости высокого давления в системе разветвлённых трубопроводов.
3. Простота преобразования механического движения – из вращательного в поступательное и наоборот. Гидронасосы и гидродвигатели объёмного типа решают эту задачу с достаточно высоким КПД механических или электрических передач.
4. Бесступенчатое регулирование скоростей и передаваемых усилий (необходимо регулировать только количество рабочей жидкости), подаваемой в гидродвигатель или исполнительный механизм).
5. Создание больших передаточных чисел (например, передаточное число

500 не является пределом).

6. Простота регулирования гидропривода и его высокое быстродействие. Для сравнения, в электромеханических передачах реверсирование – это несколько секунд, в гидроприводе - доли секунды.
7. Малая металлоёмкость гидропривода на единицу передаваемой мощности.

Это только несколько положительных сторон, характеризующих гидропривод. Но есть и минусы. Можно назвать следующие.

1. Сравнительная сложность конструктивного выполнения гидропривода.
2. Возможность утечек жидкости во всякого рода соединениях.
3. Необходимость очистки (фильтрации) рабочей жидкости во время работы.
4. И, также, необходимость устранения растворимости воздуха рабочей жидкости и исключение в ней кавитации.

Практика показывает, однако, что при качественном исполнении гидропривода, большинство его недостатков могут быть устранены, и высокий объёмный КПД гидронасосов и гидродвигателей (95...98%) - дополнительное тому подтверждение. Поэтому гидропривод широко используется на транспорте и промышленности. Приведём ещё один пример в пользу выбора гидропривода. В своё время (1963 г.) были обследованы экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков (ЭНИМС) две автоматические линии на одном из московских заводов. Это линии – для обработки венцов шестерён. По статистике, простои на этих линиях составили 14,7% и 35,6% по причине выхода из строя электрооборудования, и 1,12% и 0,42% - по вине гидрооборудования. плюсы – в пользу гидропривода очевидны.

## 5.5. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Схема объёмного привода, как самая простая, может быть представлена в виде двух соединённых между собой цилиндров, рис.59.

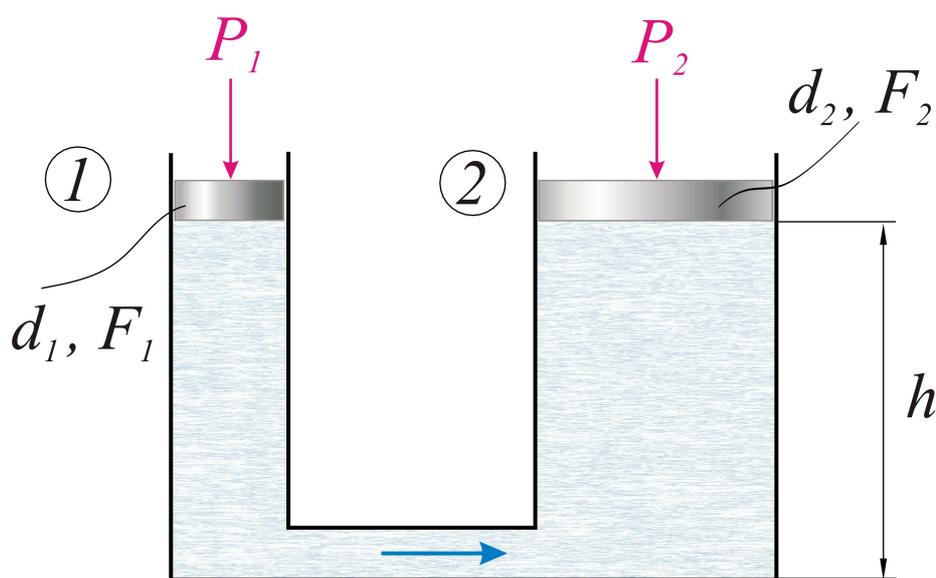


Рис.59. Схема простого гидропривода

На этом рисунке  $d_1, d_2$  - диаметры взаимодействующих цилиндров(поршней);  $F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$  и  $F_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$  - площади поршней,  $P_1$  и  $P_2$  - силы, действующие на поршни.

Давление, создаваемое в жидкости, передаётся по всем направлениям одинаково – это принципиальное положение справедливо по отношению и к рис. 59.

Собственно, это закон Паскаля (1623 - 1662 гг.), французского учёного, математика и писателя.

Заметим, что в жидкости, находящейся под большим давлением, что и существенно для гидроприводов, влияние геометрических (геодезических) высот обычно не учитывается, как не учитывается в нашем примере величина  $h$ .

Кроме того, динамический напор жидкости  $\frac{V^2}{2g}$  представляет, как правило, очень малую величину от давления жидкости в гидросистеме.

В этом смысле объёмный гидропривод называют гидростатическим, т.е. приводом по передаче энергии жидкости, находящейся под давлением, и без учёта скорости её движения по трубопроводам.

Обратимся к схеме гидропривода, рис.2.

Пусть  $P_1$  создаёт давление под поршнем площадью  $F_1$ , которое передаётся по всему объёму жидкости на поршень площадью  $F_2$ . Давление по всему объёму жидкости одинаково:

$$p = \frac{P_1}{F_1} = \frac{P_2}{F_2}.$$

Сила на правом поршне

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{F_2}{F_1} = P_1 \cdot \frac{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = P_1 \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}.$$

Поясним на примере.

Пусть для левого цилиндра  $d_1 = 1 \text{ см}$ ,  $P_1 = 1 \text{ кг}$ , для правого  $d_2 = 10 \text{ см}$ . Определим силу, действующую на правый поршень -  $P_2$ .

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} = 1 \cdot \frac{10^2}{1^2} = 100 \text{ кг}.$$

Итак, передаточное число (по силе):  $\frac{P_2}{P_1} = 100$ .

Укажем далее важнейшие характеристики гидроприводов.

1. Давление в гидросистеме  $p$ ,  $\left[\frac{H}{м^2}\right]$  или  $[Па]$ .

Давление как правило ограничивается эксплуатационными возможностями гидропривода, и, что гораздо важнее, необходимыми техническими требованиями (скорость передвижения исполнительного механизма (ИМ), усилие на ИМ или поворотном-вращательном двигателе и т.д.).

2. Расход рабочей жидкости в гидросистеме  $Q$ ,  $\left[\frac{м^3}{с}\right]$ .

3. Мощность, передаваемая в гидроприводе.

а) Может быть определена произведением силы  $[H]$  на скорость передвижения  $\left[\frac{м}{с}\right]$  поршневого гидродвигателя:

$$N = P_1 \cdot V_1, \quad [N] = [P_1 \cdot V_1] = \left[ H \cdot \frac{м}{с} \right] = [Вт].$$

б) Или произведением давления рабочей жидкости на её расход:

$$N = p \cdot Q, \quad [N] = [p \cdot Q] = \left[ \frac{H}{м^2} \cdot \frac{м^3}{с} \right] = [Вт].$$

в) Для поворотного гидродвигателя вращательного действия:

$$N = M \cdot \omega, \quad [Вт],$$

где  $M$ ,  $[H \cdot м]$  - поворотный момент гидродвигателя;

$\omega$ ,  $\left[\frac{1}{с}\right]$  - угловая скорость вращения гидродвигателя.

## 5.6. ТИПЫ ГИДРОСИЛОВЫХ ЦИЛИНДРОВ

*Гидродвигатели возвратно-поступательного движения* (гидроцилиндры) являются простейшими устройствами для преобразования энергии потока жидкости в механическую энергию. по принципу действия и конструкции они весьма разнообразны.

Приведём общую классификацию гидроцилиндров, см. рис. 60.

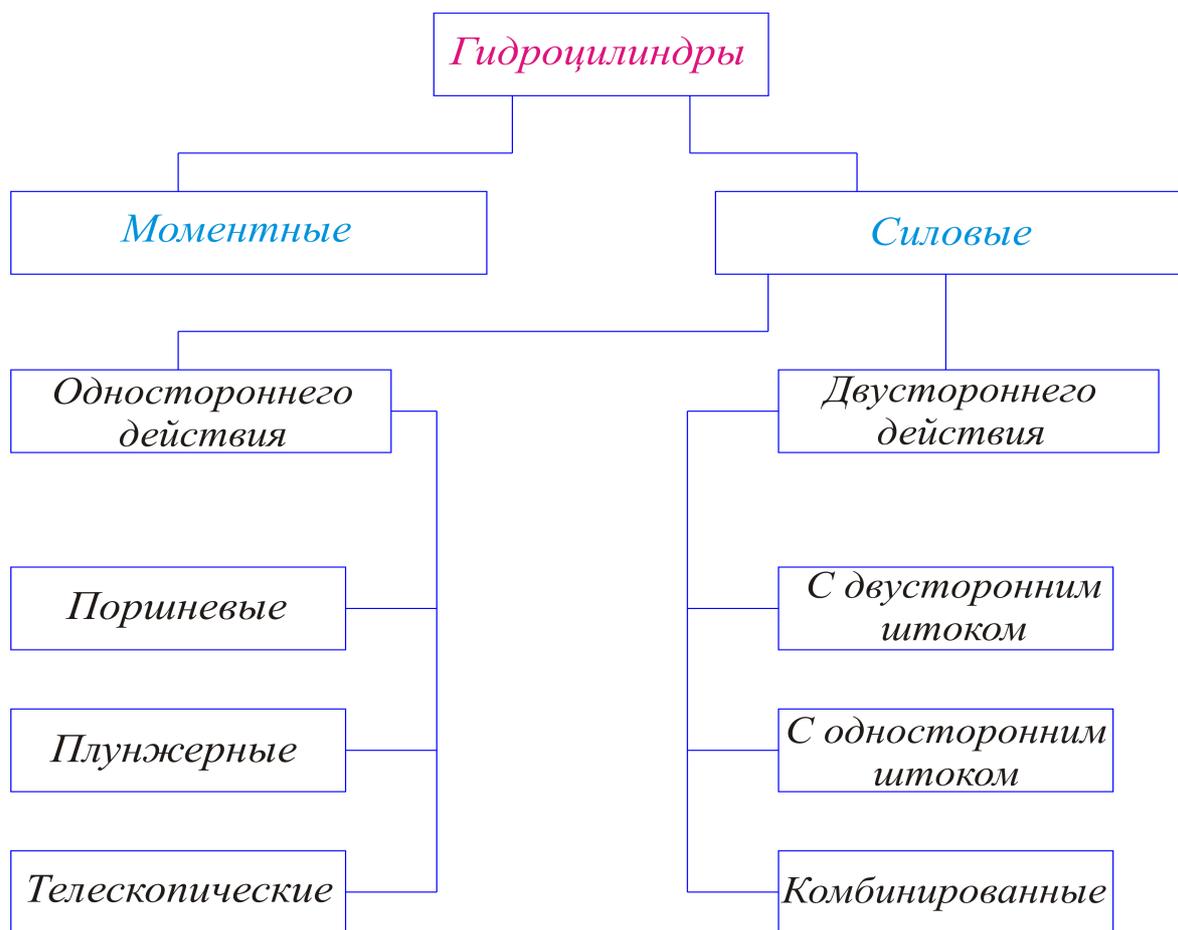


Рис. 60. Классификация гидроцилиндров

*Моментные* гидроцилиндры предназначены для получения крутящего момента и представляют собой гидромоторы с ограниченным углом поворотов вала, рис. 61.

В *силовых* гидроцилиндрах подвижное звено совершает возвратно-поступательное движение, рис. 62.

Благодаря малым габаритам, высокой надёжности работы и относительной простоте изготовления поворотные гидродвигатели применяют на автогрейдерах, погрузчиках, экскаваторах, кранах, и т.д.

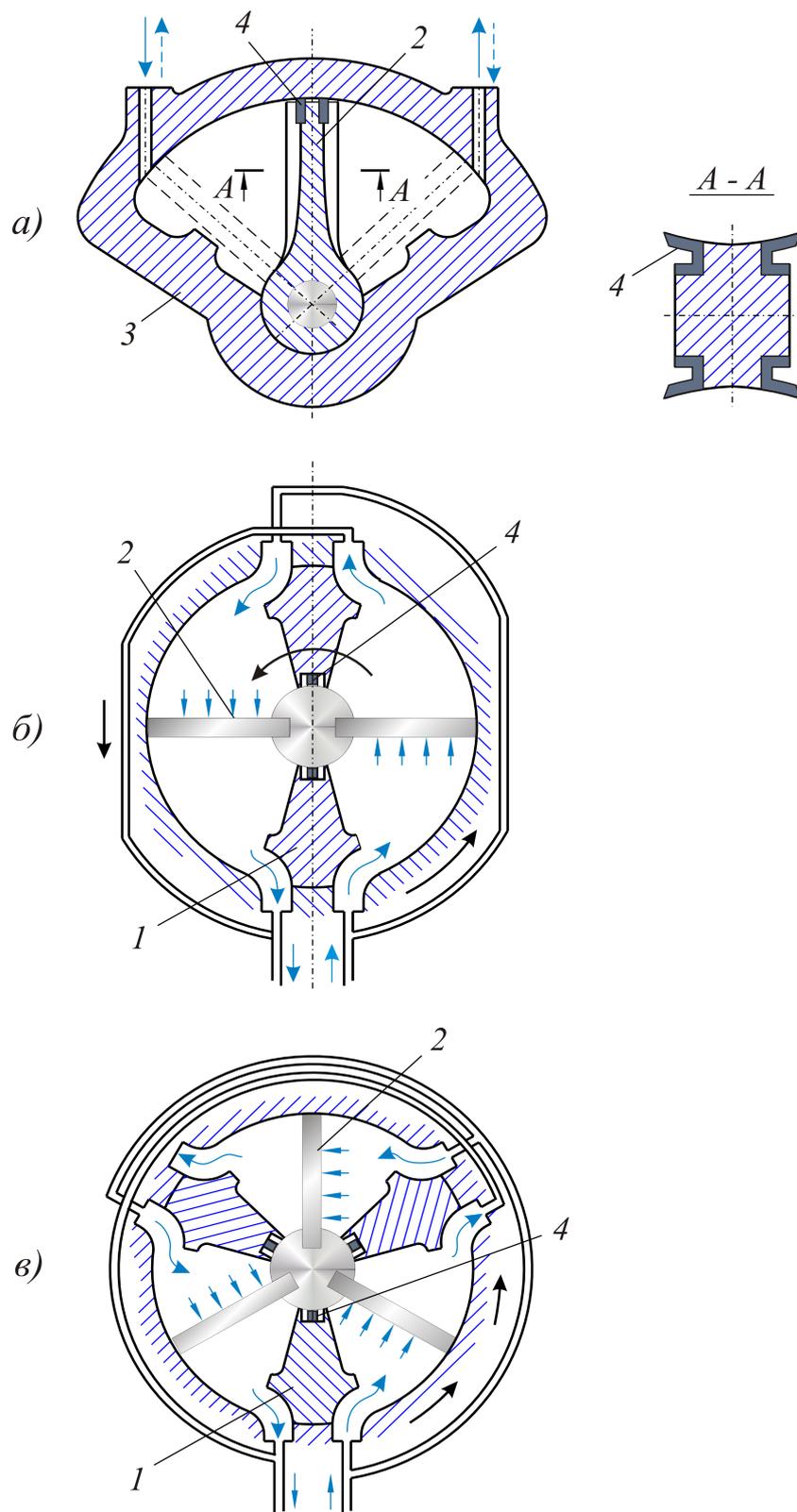


Рис.61. Поворотные (моментные) гидродвигатели: а) однопластинчатый; б) двухпластинчатый; в) трехпластинчатый

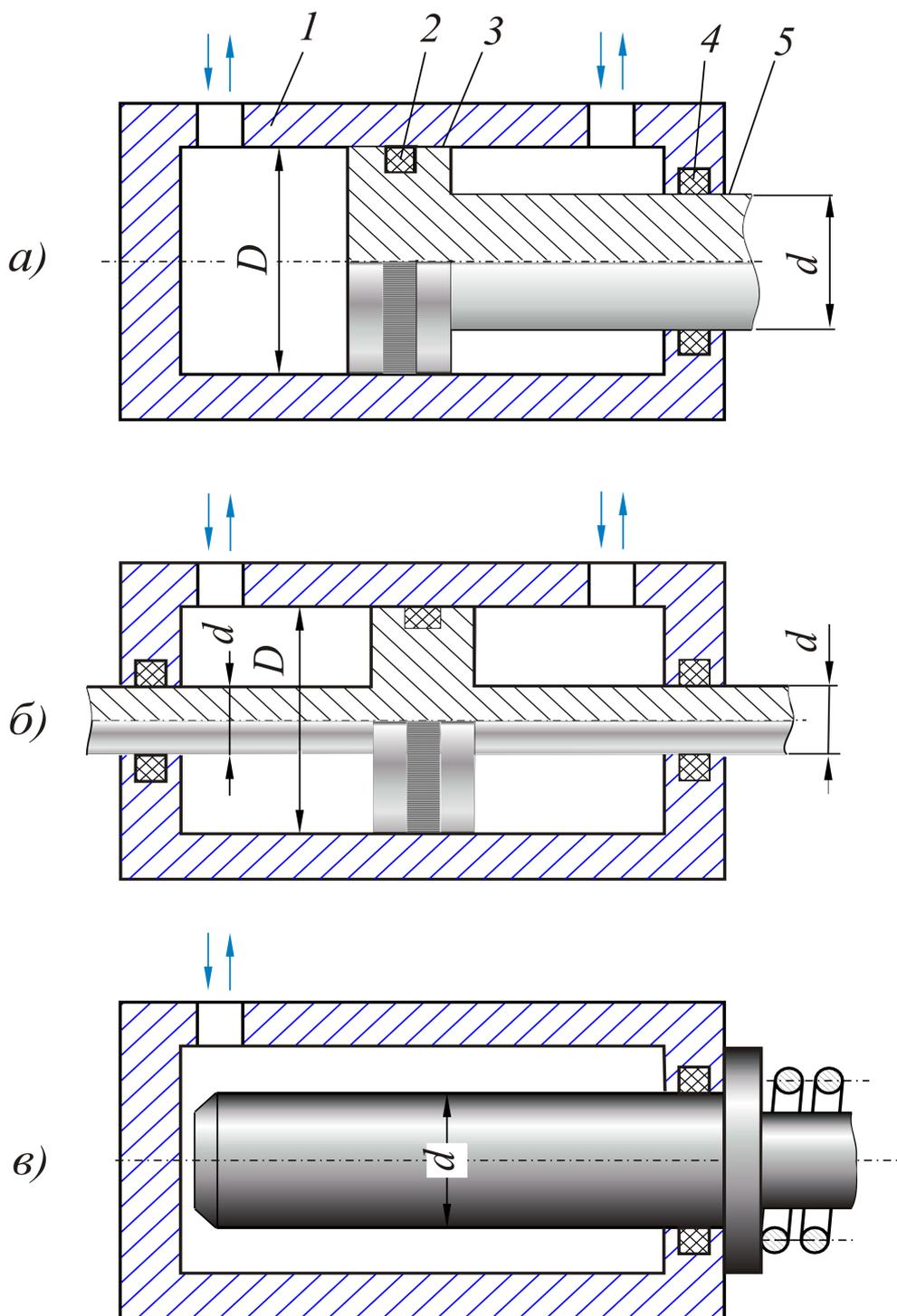


Рис. 62. Некоторые схемы силовых гидроцилиндров (ГСЦ): а) ГСЦ одностороннего действия; б) ГСЦ двустороннего действия; в) ГСЦ с поршнем-плунжером

### 5.7. КРАТКАЯ СПРАВКА О НАСОСАХ ОБЪЁМНОГО ТИПА, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ГИДРОПРИВОДЕ

Насосами объёмного типа являются такие конструкции, в которых рабочая жидкость вытесняется из замкнутого объёма. Эта жидкость под значительным давлением направляется по трубопроводам в общую гидросистему, и, как результат, к исполнительному механизму (ИМ). Чаще всего

– это гидросиловой цилиндр. В меньшем по числу технических задач – поворотный (или моментный) гидродвигатель.

Приводим сведения о насосах, применяемых в гидропередачах.

### 5.7.1. ШЕСТЕРЕНЧАТЫЙ НАСОС

*Шестеренчатый насос.* Одна из возможных его схем приведена на рис.63.

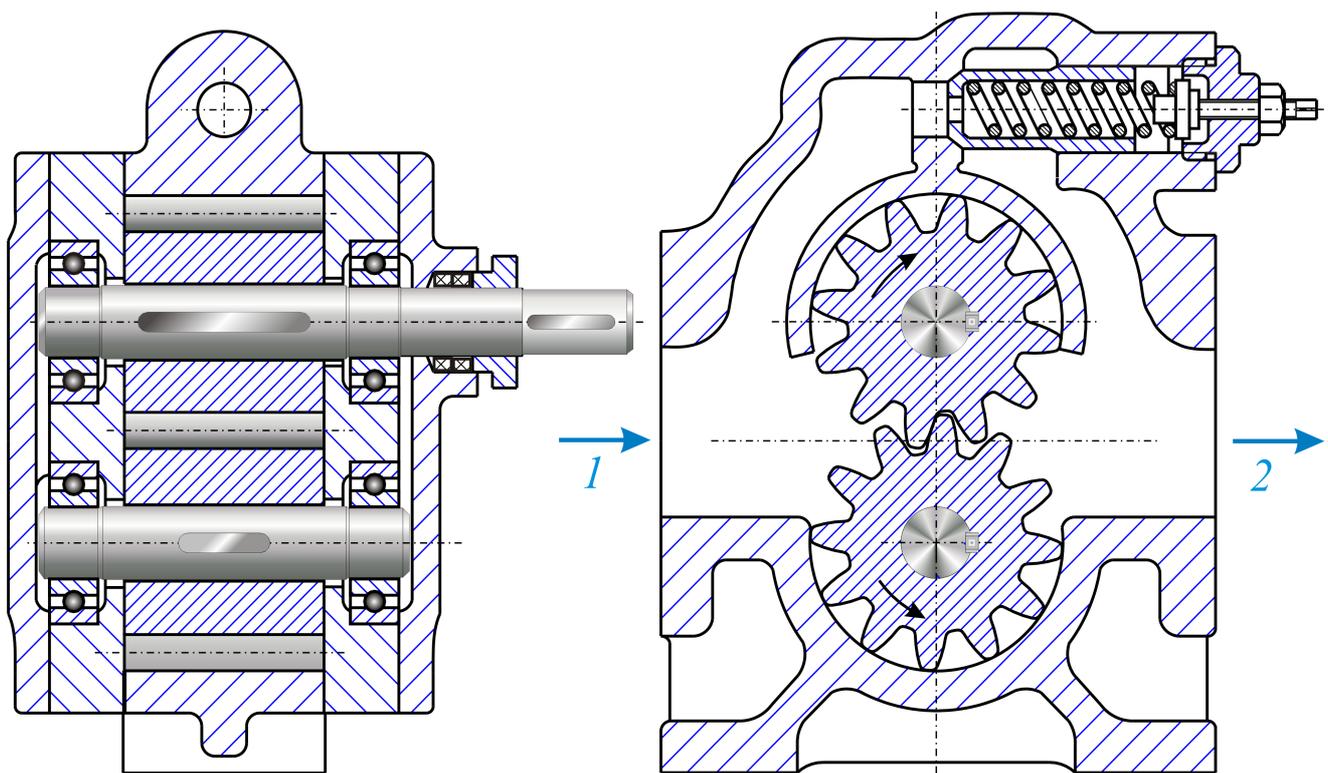


Рис. 63. Шестеренчатый насос: верхняя шестерня – ведущая, нижняя – ведомая;  
1 -это вход жидкости (при всасывании); 2- выход жидкости под давлением.  
Ведущая шестерня приводится в движение от двигателя

Шестеренчатые насосы имеют сравнительно небольшую подачу, развивая при этом достаточно высокое давление – до  $13 \text{ Мн/м}^2$  (около 130 ат.). Для приближённых расчётов производительности шестеренчатого насоса можно использовать формулу:

$$Q = 2 F \cdot b \cdot z \cdot n \cdot \eta_o,$$

где  $F$  - площадь впадины зуба (примерно равная площади зуба);

$b$  - ширина шестерни;

$z$  - число зубьев шестерни;

$n$  - число оборотов в секунду;

$\eta_o$  - объёмный КПД, ориентировочно  $\eta_o = 0,90 \dots 0,96$ .

Поясним на примере.

**Пример 14.** Вычислить подачу шестеренчатого насоса, если площадь зуба  $F=0,2\text{ см}^2$ , число зубьев  $z=12$ , ширина зуба  $b=8\text{ см}$ , объёмный КПД  $\eta_o=0,9$ , число оборотов шестерен  $n=10\frac{\text{об}}{\text{сек}}$ .

Подача (производительность насоса)

$$Q=2F \cdot b \cdot z \cdot n \cdot \eta_o=2 \cdot 0,2 \cdot 8 \cdot 12 \cdot 10 \cdot 0,9 \Rightarrow Q=346 \left[ \frac{\text{см}^3}{\text{сек}} \right]=0,346 \left[ \frac{\text{л}}{\text{сек}} \right].$$

И последнее замечание к этим насосам, о котором обычно в учебниках почти ничего не прописано. Что означают цифры в маркировке шестеренчатого насоса?. Например НШ-10 или НШ-46? С буквами всё понятно. Насос шестеренчатый. Цифры же означают следующее – это количество (расход) жидкости в  $[\text{см}^3]$  за один оборот насоса.

### 5.7.2. РОТОРНО-ПЛАСТИНЧАТЫЙ (ШИБЕРНЫЙ)

Схема конструкции приведена на рис. 64.

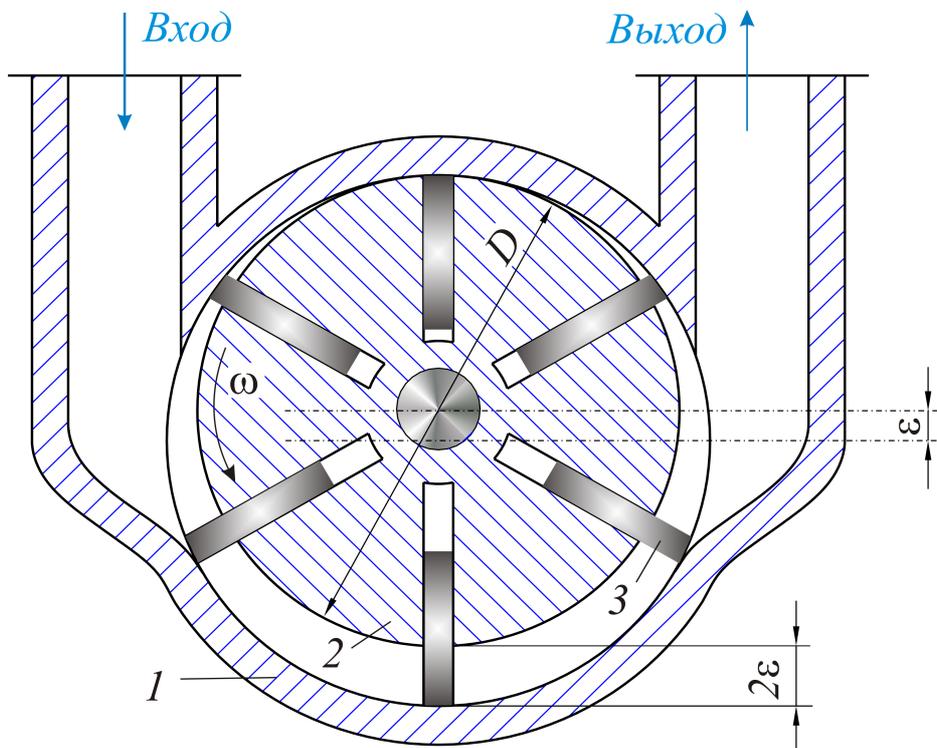


Рис.64. Роторно-пластинчатый насос: 1- корпус насоса; 2- вращающийся ротор с пластинами 3;  $\varepsilon$  - эксцентриситет ротора относительно корпуса

Роторно-пластинчатые насосы применяются при небольшой подаче и невысоком напоре для перекачки масел и других жидкостей.

Роторно-пластинчатые насосы – это такие, в которых вытеснители лопасти, вращаясь относительно статора, совершают одновременно и прямолинейное возвратно-поступательное движение.

В машиностроении широкое распространение получили пластинчатые насосы с подачей  $0,1...3,3\text{ л/сек}$  и рабочим давлением от 6 до

$7 \text{ Мн/м}^2 (60 \dots 70 \text{ кг/см}^2)$ .

В качестве примера применения насосов этого типа приводим схему пластинчатого гидропривода, рис.65.

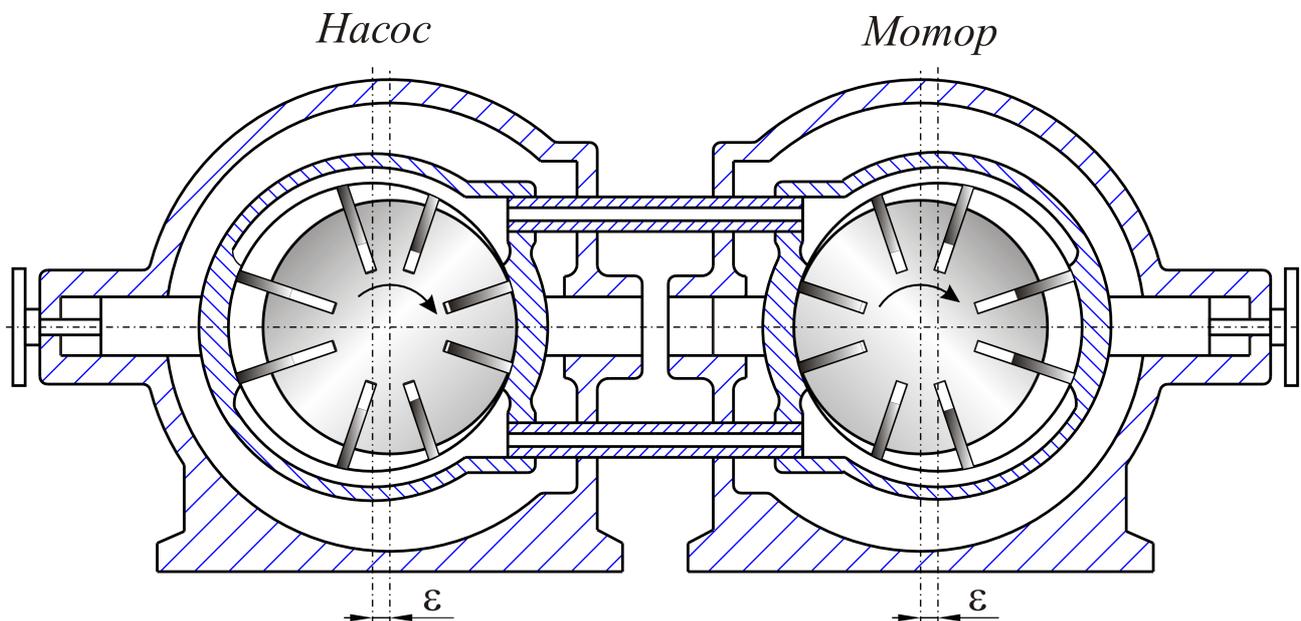


Рис.65. Насос и гидромотор (двигатель) совершенно одинаковой конструкции. Подача насоса, как и число оборотов двигателя, зависит от величины эксцентриситета вращающегося ротора относительно статора. при малых размерах гидропривода (расстоянии от насоса до мотора) КПД составляет 0,95...0,98, вполне сопоставимую с КПД любой механической передачи

### 5.7.3. РОТОРНО-ПОРШНЕВОЙ НАСОС

Насос достаточно сложной конструкции, см. рис. 66.

Многопоршневая конструкция (обычно число поршней  $z=5$ ) обеспечивает уменьшение коэффициента неравномерности подачи.

Заметим, что теоретически, при весьма большом количестве рабочих цилиндров, этот коэффициент приближается к единице ( $\psi=1,0$ ).

Эксцентриситет в реальной машине можно изменять смещением ротора относительно статора, когда при  $e=e_{max}$  подача является максимальной, а при  $e=0$  она равна нулю.

Таким образом, роторно-поршневой насос – это машина с регулируемой производительностью.

Подробнее можно ознакомиться в учебной и справочной литературе [3, 6, 8].

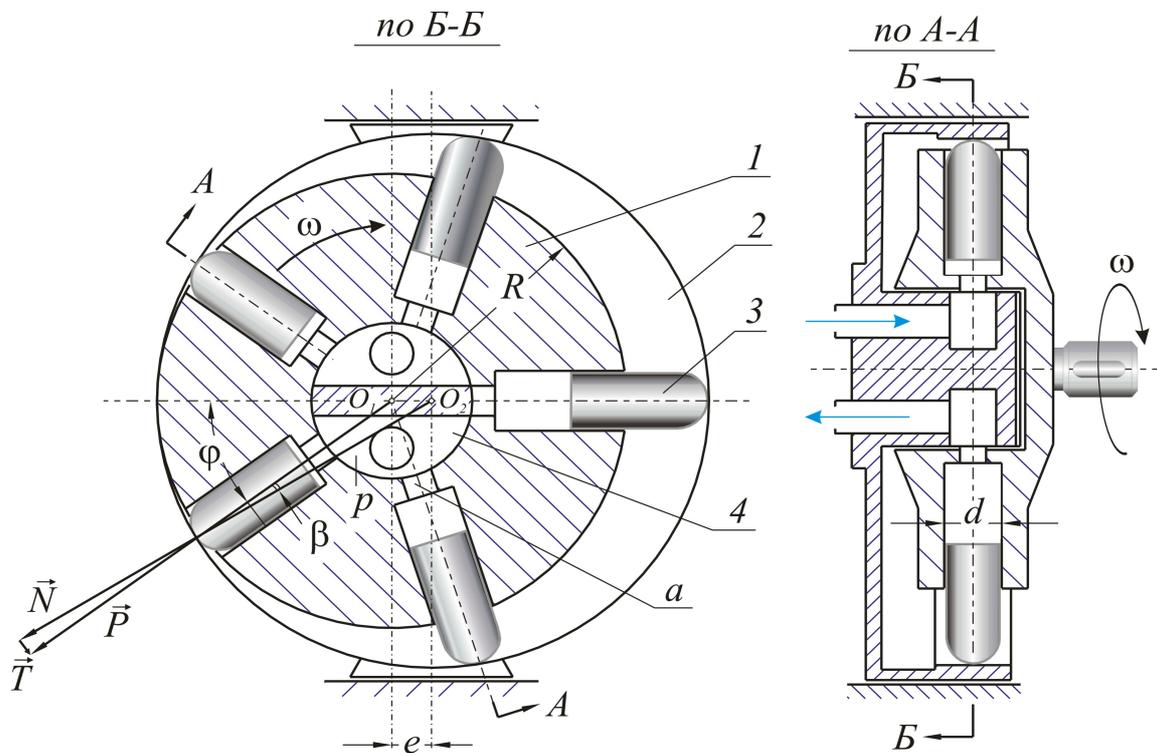


Рис. 66. Роторно-поршневой насос: 1 – вращающийся ротор со встроенными рабочими поршнями 3 в цилиндрах; 2 – неподвижный корпус статора; 4 – канал нагнетания жидкости;  $\varphi$  – угол поворота ротора;  $\omega$  – его угловая скорость;  $R$  – радиус ротора;  $P$  – центробежная сила давления поршня на статор;  $T$  – сила трения;  $N$  – результирующая сила;  $e$  – эксцентриситет ротора относительно статора

#### 5.7.4. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ НАСОС

Схема аксиально-поршневого насоса представлена на рис. 67.

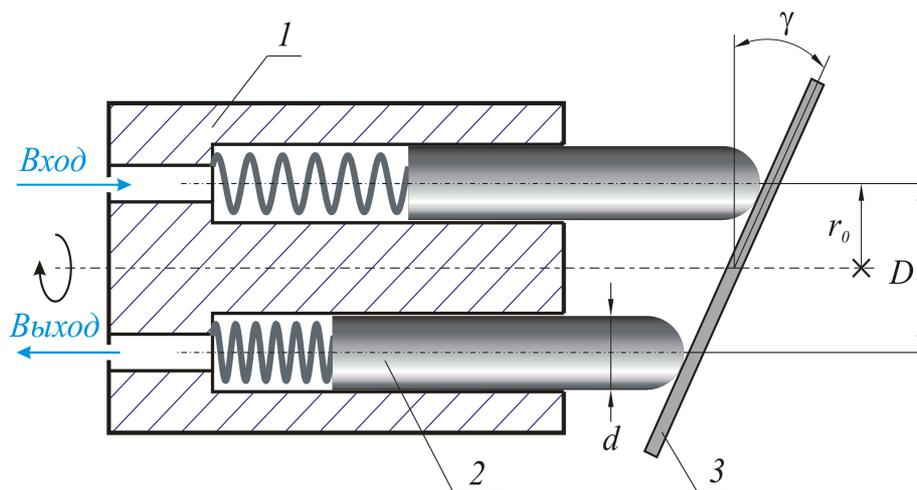


Рис. 67. Аксиально-поршневой насос: 1 – вращающийся ротор с расположенными в нём рабочими поршнями (параллельно оси вращения); 2 – поршни, числом  $z$ , обычно не более пяти; 3 – упорный диск, регулирующий возвратно-поступательное движение поршней;  $\gamma$  – угол наклона упорного диска относительно вертикали;  $r_0 = D/2$  – рабочий радиус насоса

Следует отметить, что предложенная конструкция соответствует насосу регулируемой производительности, от  $\gamma=0$  до  $\gamma_{раб}=\gamma_{max}$ . При  $\gamma=0$  производительность равна нулю, т.е. насос работает вхолостую. Обычно наклон упорного диска не превышает  $30^\circ$ . Средняя подача такого насоса:

$$Q_0 = \eta_0 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2r_0 \cdot \text{tg } \gamma \cdot z \cdot n,$$

где  $\eta_0$  - объёмный КПД насоса (близок к единице);  $d$  - диаметр рабочих цилиндров числом  $z$ ;  $n$  - частота вращения ротора насоса.

Крутящий момент машины определяется давлением (на выходе) рабочей жидкости:

$$M = \eta \cdot \text{tg } \gamma \cdot \frac{d^2}{4} \cdot r_0 \cdot z \cdot p, [H \cdot m];$$

где  $\eta$  - общий КПД;  $p$  - давление рабочей жидкости.

### 5.7.5. ПРОСТОЙ ПОРШНЕВОЙ НАСОС

Поршневой насос представляет собой простую объёмную машину с возвратно-поступательным движением поршня в рабочем цилиндре, см. рис. 68.

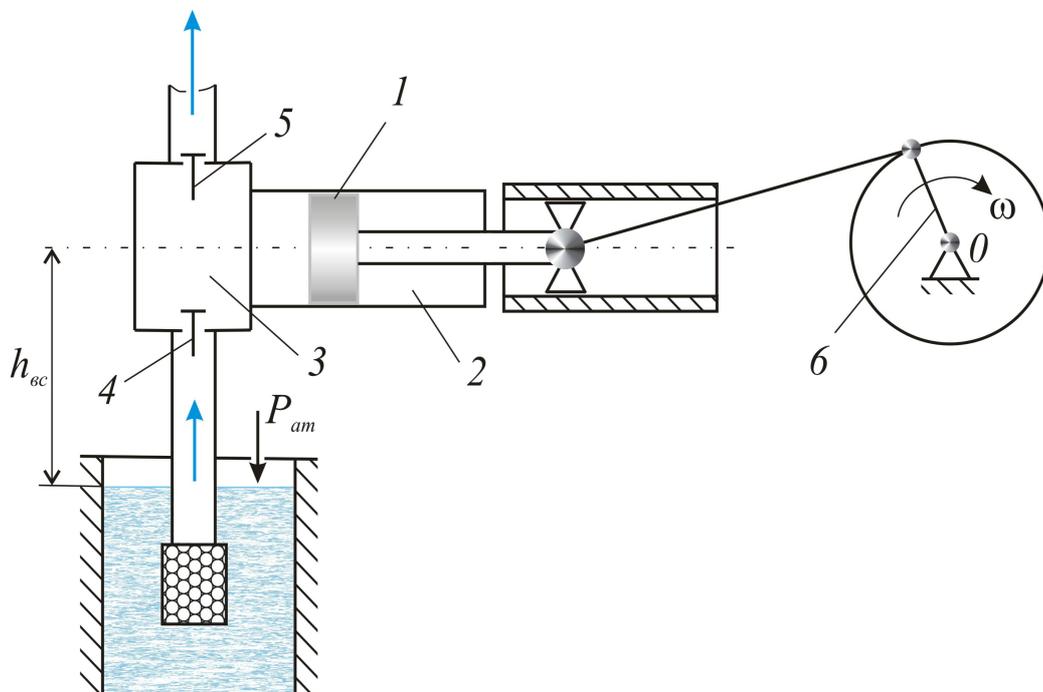


Рис. 68. Схема поршневого насоса простого действия: 1 – поршень в рабочем цилиндре 2; 3 – рабочий объём; 4 и 5 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 6 – приводной кривошипно-шатунный механизм;  $h_{вс}, м$  - высота всасывания для поршневого насоса

При движении поршня в цилиндре вправо жидкость из рабочего объема  $Z$  через клапан  $5$  поступает в нагнетательную магистраль. Изменение давления в рабочем объеме характеризует диаграмма, см. рис. 69.

Производительность поршневого насоса определяется произведением объема жидкости  $q$ , вытесняемого поршнем за один рабочий ход, на число рабочих ходов  $n$  в единицу времени:

$$Q = q \cdot n = \eta_0 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s_0 \cdot n, \left[ \frac{m^3}{c} \right];$$

где  $\eta_0$  - объемный КПД насоса, близкий к единице;  $D$  - диаметр поршня.

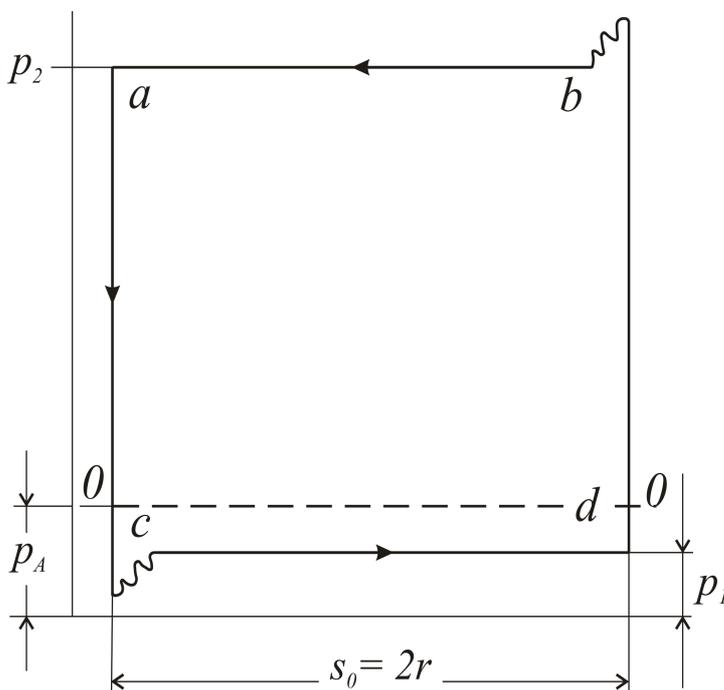


Рис. 69. Индикаторная диаграмма:  $cd$  - линия всасывания;  $ba$  - линия нагнетания;  $s_0$  - ход поршня;  $r$  - радиус кривошипа

Производительность поршневого насоса определяется произведением объема жидкости  $q$ , вытесняемого поршнем за один рабочий ход, на число рабочих ходов  $n$  в единицу времени:

$$Q = q \cdot n = \eta_0 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s_0 \cdot n, \left[ \frac{m^3}{c} \right];$$

где  $\eta_0$  - объемный КПД насоса, близкий к единице;  $D$  - диаметр поршня.

Основное преимущество поршневых насосов - их достаточная герметичность и возможность подъема воды во всасывающей трубе с глубины  $h_{вс} = 8 \dots 9$  м (теоретически - это 10 м).

Основными недостатками являются сравнительно небольшие рабочие

объёмы поршневых машин и неравномерность подачи жидкости в нагнетательную линию (см. схемы ручного насоса, рис.70).

Неравномерность подачи обусловлена переменной скоростью движения поршня в рабочем цилиндре. Можно показать, что теоретическая подача в насосе простого действия определяется как

$$q = F_{\Pi} \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi ,$$

где  $F_{\Pi}$  - площадь поршня;  $r$  - радиус кривошипа;  $\omega$  - угловая его скорость вращения;  $\varphi$  - угол поворота кривошипа.

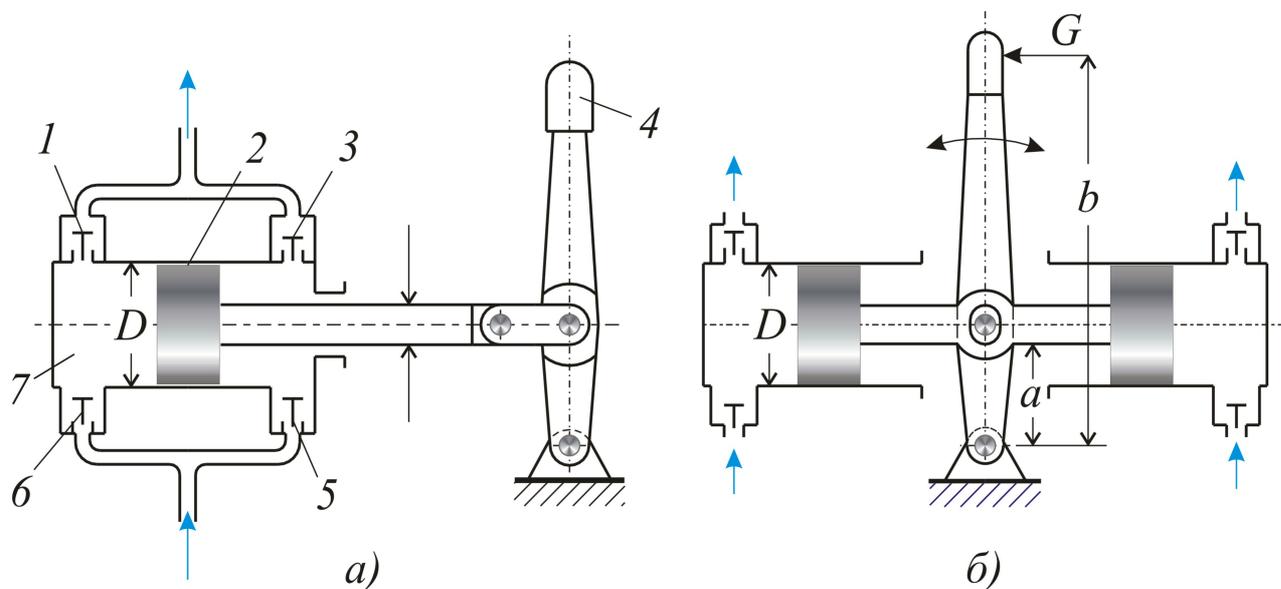


Рис. 70. Схемы ручного поршневого насоса двойного действия:  
а) одноцилиндрового; б) двухцилиндрового

Коэффициентом неравномерности подачи является отношение подачи максимальной (при  $\varphi = 90^\circ$ ,  $\sin \varphi = 1,0$ ) к средней за один оборот кривошипа. Для насоса простого действия:

$$\psi = \frac{q_{max}}{q_{cp}} = \frac{F_{\Pi} \cdot r \cdot \omega}{F_{\Pi} \cdot 2r \cdot n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{2n} = \pi \approx 3,14 .$$

Изменение подачи насоса представлено на рисунке 71.

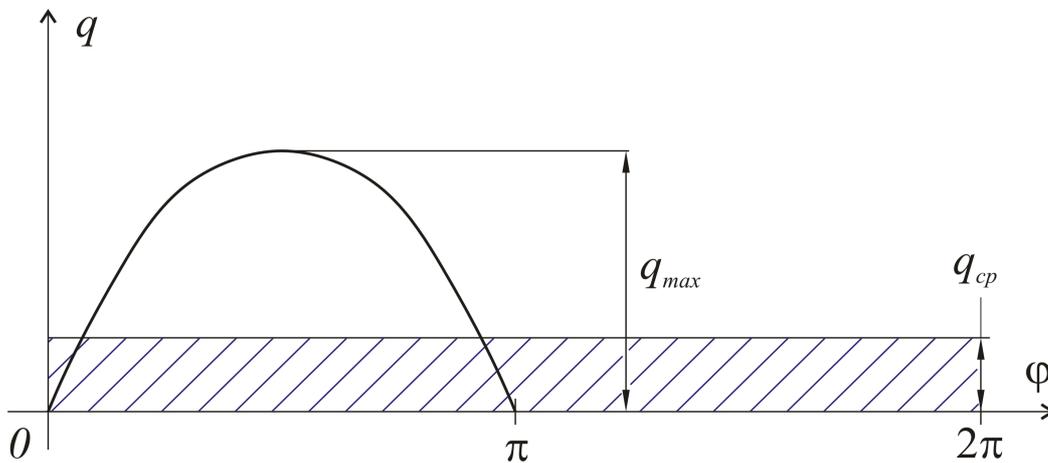


Рис.71. Максимальный расход больше среднего  
(для насоса простого действия) в 3,14 раза

Для снижения неравномерности подачи применяют насосы двойного действия. Для насоса двойного действия, см. рис. 72, коэффициент неравномерности подачи уменьшается вдвое, т.е.

$$\psi = \frac{q_{max}}{q_{cp}} \approx 1,57.$$

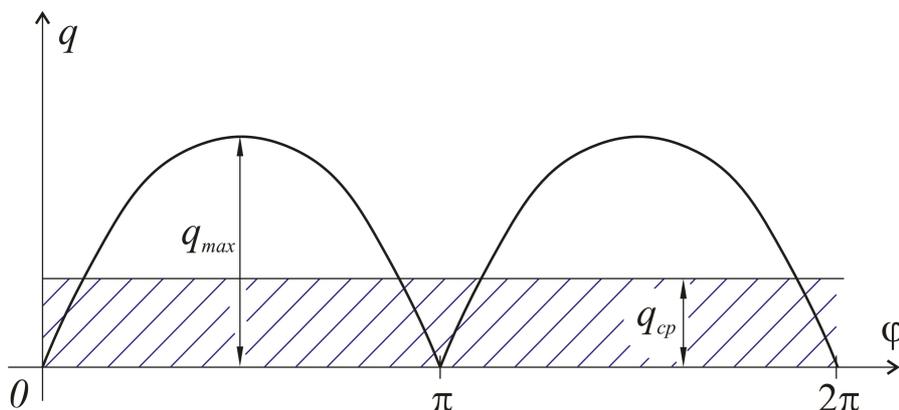


Рис. 72. Диаграмма расходов для насоса двойного действия

## 5.8. СВЕДЕНИЯ О ГИДРОАППАРАТАХ ДЛЯ ГИДРОПРИВОДА

Отметим вначале, что любой элемент в гидроприводе называется *гидроаппаратом*.

Это может быть насос (или гидродвигатель), распределитель (золотник) для жидкости, фильтр, гидробак, гидравлический аккумулятор и просто гидролиния (трубопровод).

Из не полностью названных гидроаппаратов в любом гидроприводе самым многочисленным является клапан - переливной, редуционный, предохранительный, обратный, и т.д. Приводим некоторые их схемы с

краткими пояснениями. *Переливной* клапан работает при превышении давления выше рабочего уровня, см. рис. 73.

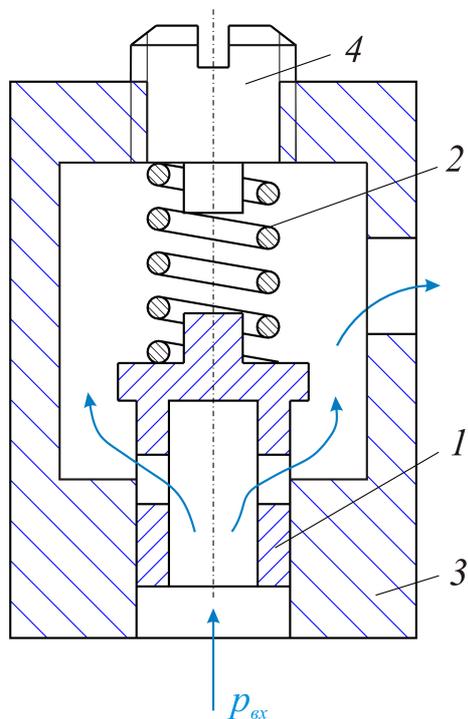


Рис. 73. Схема переливного клапана: 1- плунжер; 2- пружина; 3 – корпус; 4 – регулировочный винт

*Редукционный* клапан служит для снижения давления входящей и уходящей из него жидкости (или газа), см. рис. 74. По сути – это местное сопротивление для жидкости.

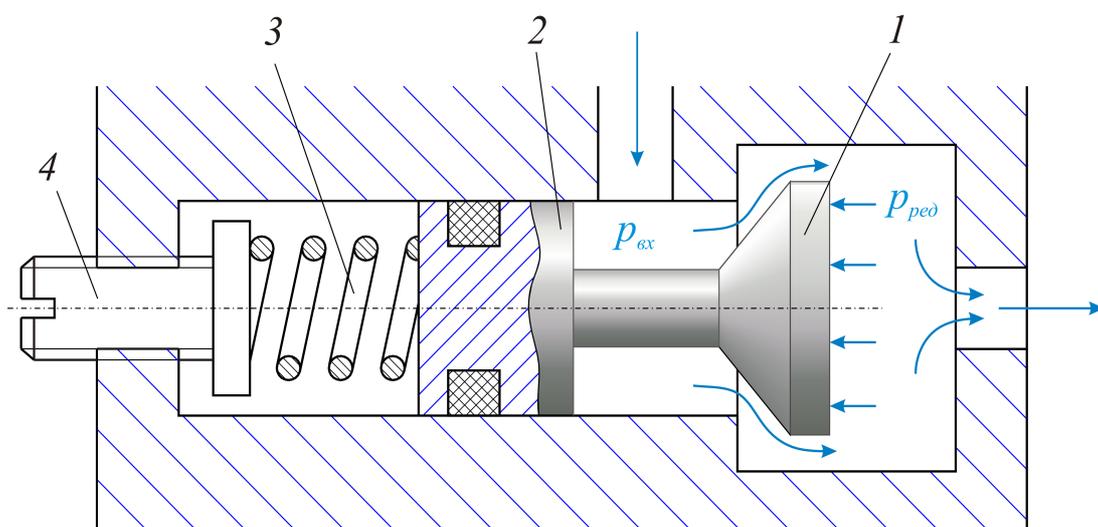


Рис.74. Редукционный клапан: 1 - тело клапана; 2 – поршень; 3 – пружина; 4 - регулировочный винт

Обратные клапаны служат для одностороннего движения жидкости, см. рис.75.

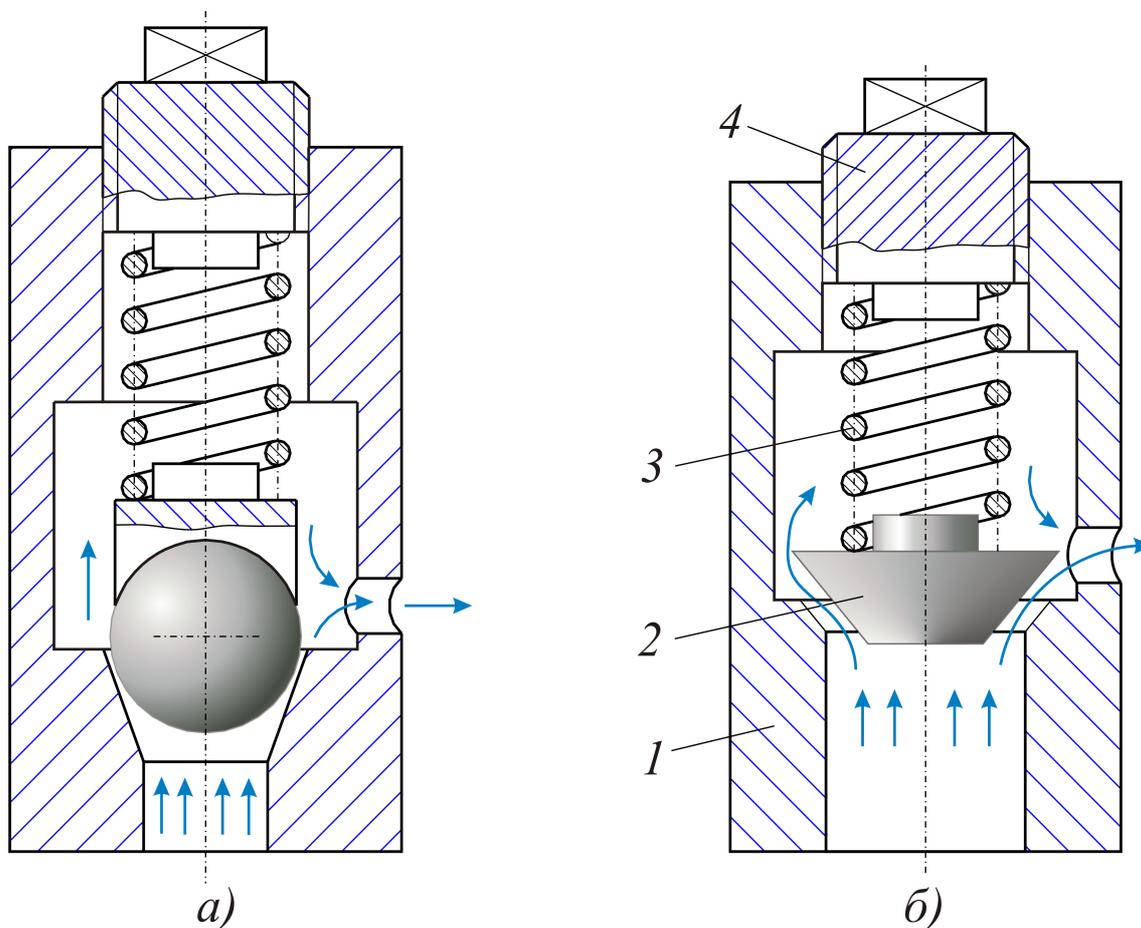


Рис.75. Обратные клапаны: а) шариковый; б) – конический; 1- корпус; 2 – плунжер (или шар); 3 – регулировочная пружина; 4 – упорная шайба

Весьма важным компонентами гидропривода являются *фильтры*.

Вначале – несколько замечаний о назначении фильтров.

Рабочая жидкость в гидроприводах должна быть достаточно чистой и не должна содержать каких-либо примесей, в виде твердых абразивных частиц, образующихся в процессе работы гидропривода.

Условно фильтры можно разделить на следующие группы.

1. Фильтры грубой очистки (пропускают частицы размером менее 0,1 мм).
2. Фильтры нормальной очистки (пропускают частицы размером менее 0,01 мм).
3. Фильтры тонкой очистки (пропускают частицы менее 0,005 мм).
4. Фильтры особо тонкой очистки (пропускают частицы размером менее 0,001 мм).

Типовая конструкция *фильтра* тонкой очистки рабочей жидкости показана на рис. 76.

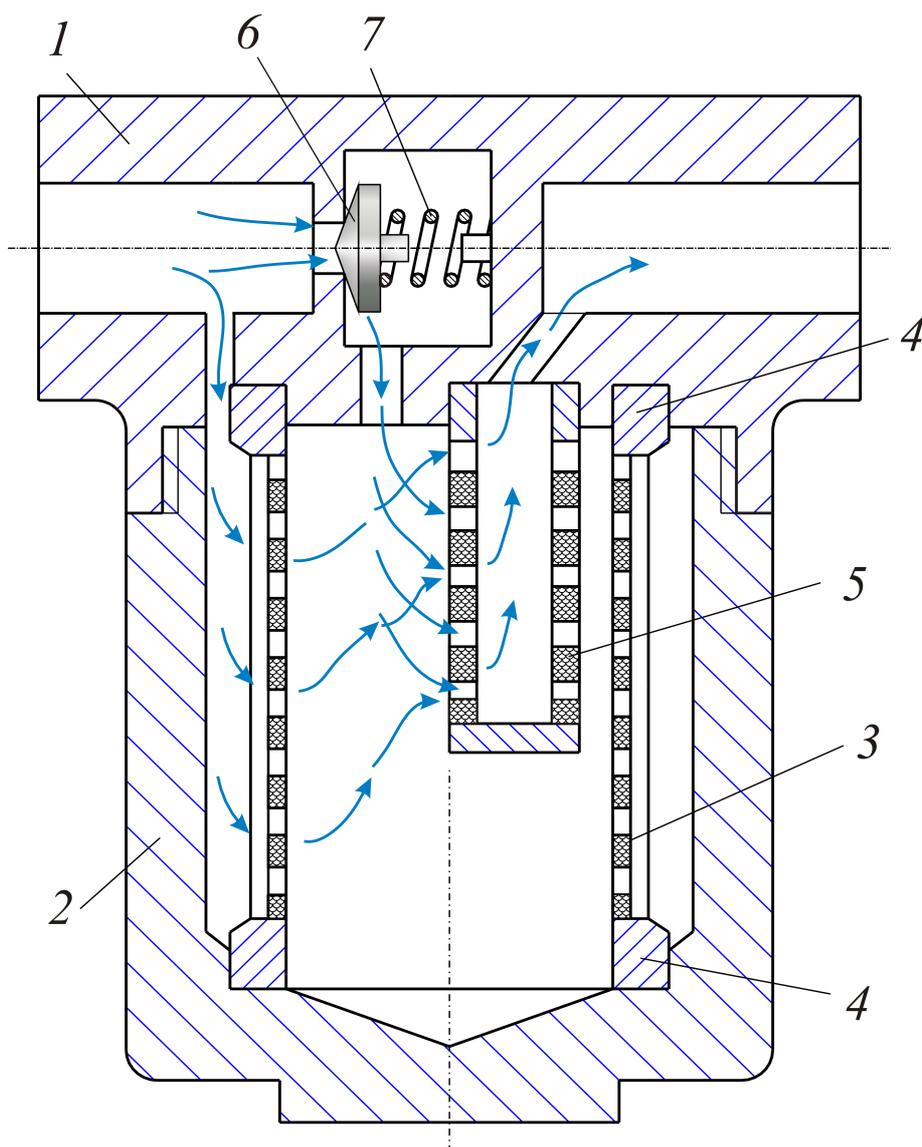


Рис.76. Схема фильтра тонкой очистки: 1 - головка корпуса; 2 - корпус;  
 3 - фильтр тонкой очистки; 4 - стакан фильтрующего элемента;  
 5 - фильтр грубой очистки; 6 - клапан; 7 – пружина клапана

Внутри фильтра тонкой очистки находится фильтр грубой очистки 5.

В головке 1 корпуса имеется предохранительный клапан 6 на случай засорения фильтроэлемента. Клапан 6 прижимается к седлу пружинной 7.

В нормально работающем фильтре жидкость из входного штуцера проходит сначала через фильтр тонкой очистки 3, а затем через фильтр грубой очистки 5 к выходному штуцеру.

В случае засорения фильтроэлемента тонкой очистки и возрастания перепада давления на нём до величины, большей, чем настроен предохранительный клапан 6, жидкость течёт, минуя фильтроэлемент тонкой очистки, через предохранительный клапан и фильтроэлемент грубой очистки.

Такая комбинация фильтров тонкой и грубой очистки повышает надёжность работы гидросистем.

Для хранения, отстоя, очистки и охлаждения рабочей жидкости,

циркулирующей в гидроприводе, служат *гидробаки*, см. рис. 77.

Объём гидробака зависит от типа привода, его мощности и режима работы.

Гидробак состоит из прочного корпуса 3, к которому подводится сливной трубопровод 7 гидросистемы. прежде чем попасть в полость бака, жидкость проходит через фильтры 4, заключённые в корпусе 6.

Перегородки 2 в баке служат для гашения колебаний жидкости.

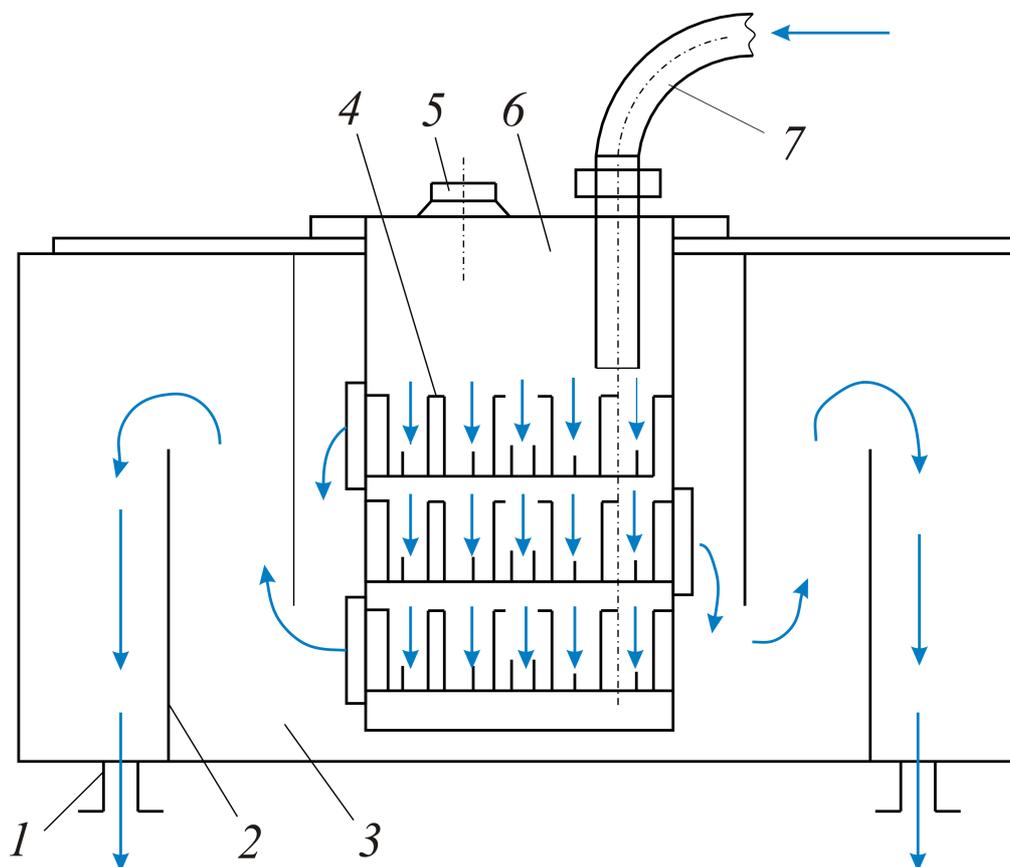


Рис.77. Схема гидробака в гидроприводе: 1- всасывающий трубопровод; 2- перегородки; 3- корпус; 4- фильтры; 5- сапун; 6- корпус; 7-сливной трубопровод

*Гидросиловые* аккумуляторы, см рис. служат как накопители жидкости высокого давления.

Наилучшая конструкция – это диафрагма, разделяющая жидкость и сжатый газ (в простейшем варианте – это воздух).

При подаче жидкости в гидроаккумулятор воздух сжимается, вплоть до равновесия давления в жидкости и газовой среде, причём давление может быть достаточно большим (до 50 бар и выше), см. рис.78.

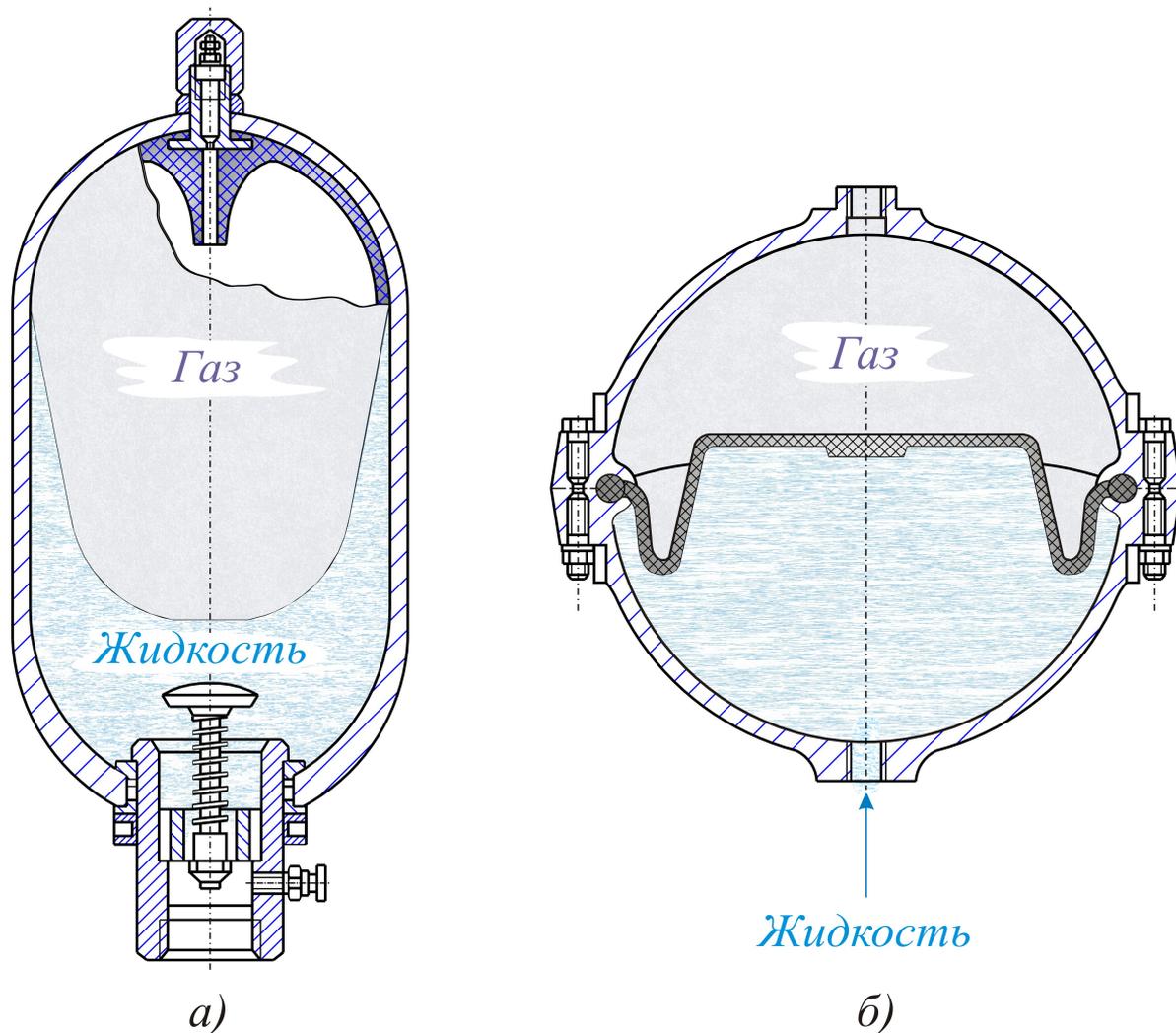


Рис.78. Гидрогазовые аккумуляторы: а) цилиндрический; б) сферический

## 5.9. НЕКОТОРЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА В СООТВЕТСТВИИ СО СТАНДАРТАМИ

Представим условные графические обозначения на гидравлических схемах (ГОСТ 2.780-68, 2.781-68, 2.784-70). Отметим вначале, что условные графические обозначения, введённые с 1971г., значительно отличаются от старых обозначений своей универсальностью и простотой выполнения на схемах и чертежах. Согласно принятым обозначениям распределители *1* всех типов изображаются как это представлено на рис. 79. Количество фиксированных позиций подвижного элемента распределителя показывается соответствующим количеством прямоугольных полей *2*. Стрелки внутри поля условного обозначения показывают направление потока рабочей жидкости по каналам распределителя для одной какой-либо фиксированной позиции его подвижного элемента. Соединения каналов обозначаются точками *3*. В гидравлических схемах подвижный элемент распределителя показывается в исходном положении. К этому же положению подводятся и линии внешних трубопроводов (напорная, отводы и сливная) *4, 5*. Положение стрелок каждого поля соответствуют расположению внешних подводимых линий. При

переключении распределителя в другую позицию соответствующее этой новой позиции поле как бы перемещается на место поля исходной позиции, линии же условного обозначения остаются на прежних местах 6. Тип управления распределителем обозначаются определённым знаком с торца символа 7, 8.

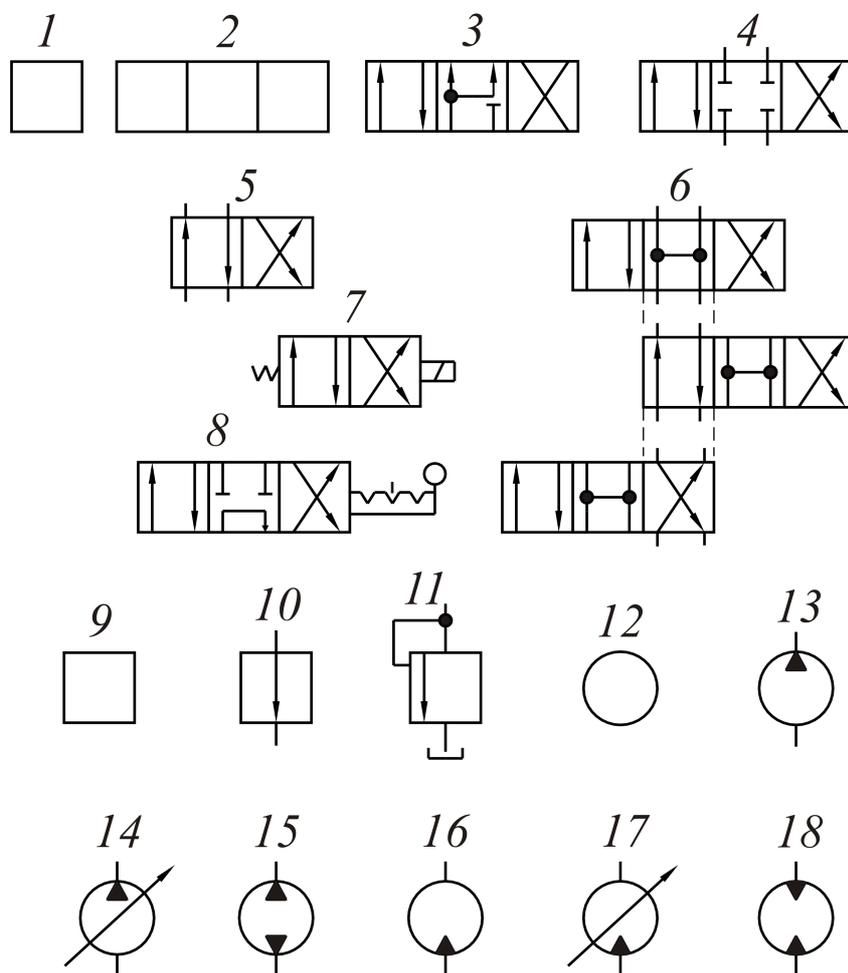


Рис.79. Обозначения для распределителей и насосов(гидромоторов)

Аппаратура регулирования обозначается чаще всего прямоугольником 9 со стрелой внутри его. клапан открыт, когда стрелка находится в положении, совпадающем с входной или выходной линиями 10, и закрыт, когда стрелка смещена относительно них 11.

Насосы обозначаются окружностью 12. Направление потока жидкости показывается остриём жирной стрелки, помещённой внутри окружности 13 (это указывает на то, что поток жидкости направлен из гидроансоса в гидросистему), а регулируемость его подачи – длинной тонкой стрелкой, пересекающей этот контур 14. Нереверсивный насос постоянной производительности изображают одной, а реверсивный – двумя жирными стрелками внутри контура, направленными во внешнюю сторону, 15.

Гидромоторы обозначаются теми же символами, как и насосы, но с остриями стрелок, направленными внутрь контура, показывающими, что поток

жидкости направлен из гидросистемы в гидромотор 16, 17, 18; см. рис.79.

На рис. 80 представлены условные обозначения некоторых элементов объёмного гидропривода, наиболее часто встречающиеся на схемах и чертежах гидросистем.

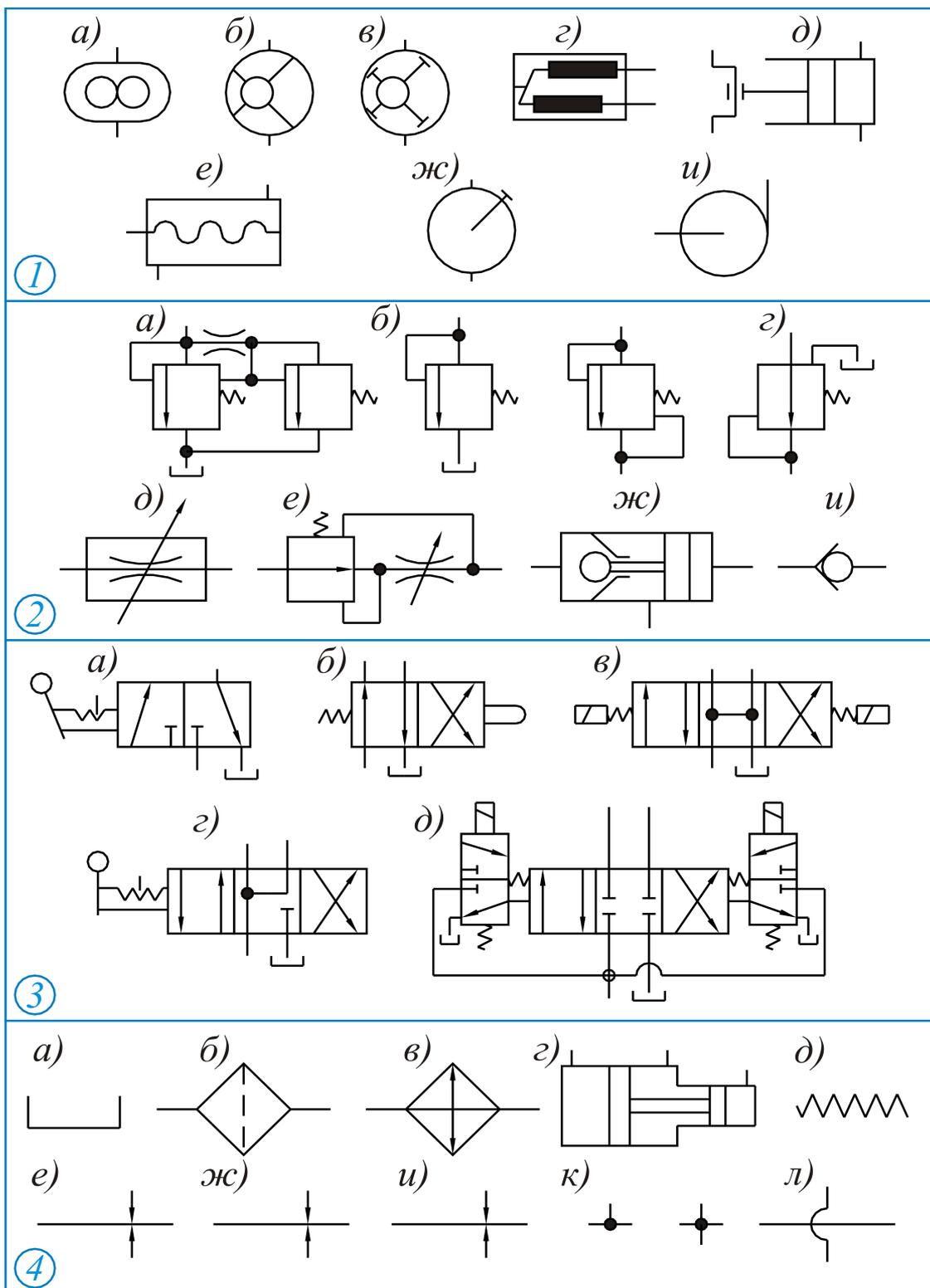


Рис.80. Обозначения для некоторых элементов гидропривода

Даны следующие символы: 1 - насосы: а) шестеренный, б) пластинчатый, в) радиально-поршневой, г) аксиально-поршневой, д) кривошипно-поршневой, е) винтовой, ж) ручной, и) центробежный; 2 – аппаратура регулирующая: а) клапан предохранительный (упрощенное обозначение), в) золотник напорный, г) клапан редукционный регулирующий, д) дроссель регулируемый, е) дроссель с регулятором давления; ж) клапан обратный управляемый, односторонний (замок), и) клапан обратный; 3 - аппаратура распределительная: а) распределитель трёхлинейный двухпозиционный с управлением от рукоятки с фиксатором, б) распределитель четырёхлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка и пружинным возвратом, в) распределитель четырёхлинейный трёхпозиционный с соединением напорной линии и обоих отводов на бак при среднем положении золотника с управлением от двух электромагнитов, г) распределитель четырёхлинейный трёхпозиционный с соединением напорной линии с обоими отводами и запёртым сливом при среднем положении золотника с управлением от рукоятки с фиксатором, д) распределитель четырёхлинейный трёхпозиционный с запёртыми отводами, напорной линией и сливом при среднем положении золотника с электрогидравлическим управлением от двух вспомогательных распределителей; 4 - вспомогательные аппараты и элементы: а) бак рабочей жидкости, б) фильтр для жидкости, в) охладитель жидкости, г) преобразователь давления (мультипликатор), д) пружина, е) гидролиния всасывания, напора и слива, ж) гидролиния управления, и) гидролиния отвода утечек, к) соединение гидролиний связи, л) перекрещивание гидролиний связи.

## 5.10. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ В ГИДРОПРИВОДАХ

Изменение скорости относится к гидросиловым цилиндрам (ГСЦ) или исполнительным механизмам (ИМ) другого типа.

Регулировать скорость можно только объёмным количеством подаваемой рабочей жидкости.

Объём рабочей жидкости можно изменить, используя насос регулируемой производительности, или применяя в линиях гидротока дроссели.

### 5.10.1. ОБЪЁМНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ

Схема объёмного регулирования скорости приведена на рис. 81.

Гидросистема с регулируемым гидронасосом обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости. Применяется в протяжных, строгальных, шлифовальных станках, а также для ИМ вращательного движения.

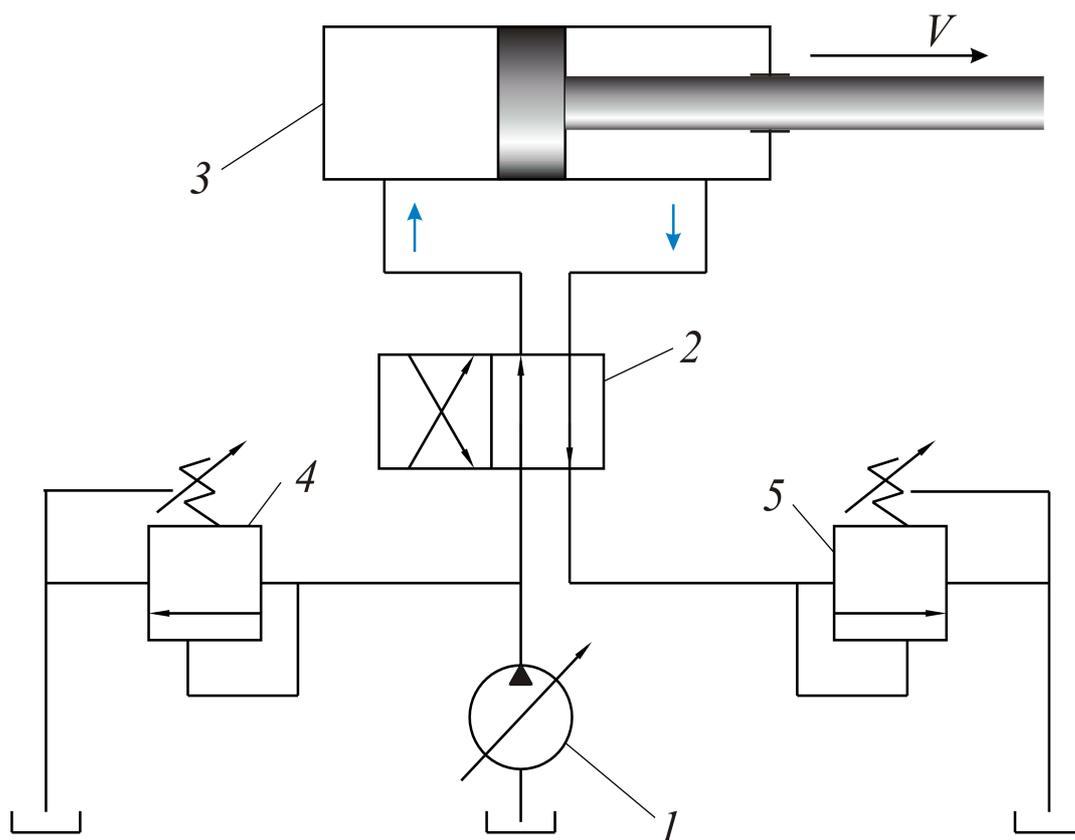


Рис. 81. Схема объёмного регулирования скорости в гидроприводе: 1- объёмный насос регулируемой производительности; 2- распределитель потока (золотник); 3- гидросиловой цилиндр; 4- предохранительный клапан, срабатывающий при давлении больше номинального в 1,25 раза; 5 -переливной клапан, создающий напор на сливной магистрали и обеспечивающий плавность хода гидроцилиндра.

### 5.10.2. ДРОССЕЛЬНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ

Заключается в установлении дросселя на гидролиниях.

*Дроссель* (или дроссельный клапан) – это дополнительное местное сопротивление, при прохождении через которое жидкость теряет часть энергии.

Чаще всего – это разность давления рабочей жидкости – до дросселя и после него.

Дроссельный способ регулирования применяется в гидроприводах со сравнительно небольшой мощностью (около 5...10 кВт).

Рассмотрим несколько схем включения дросселя в гидросистему.

Часть жидкости, подводимой к дросселю, может быть сброшена в бак. Стрелка для дросселя и клапанов означают только одно, -что эти элементы гидропривода являются регулируемыми.

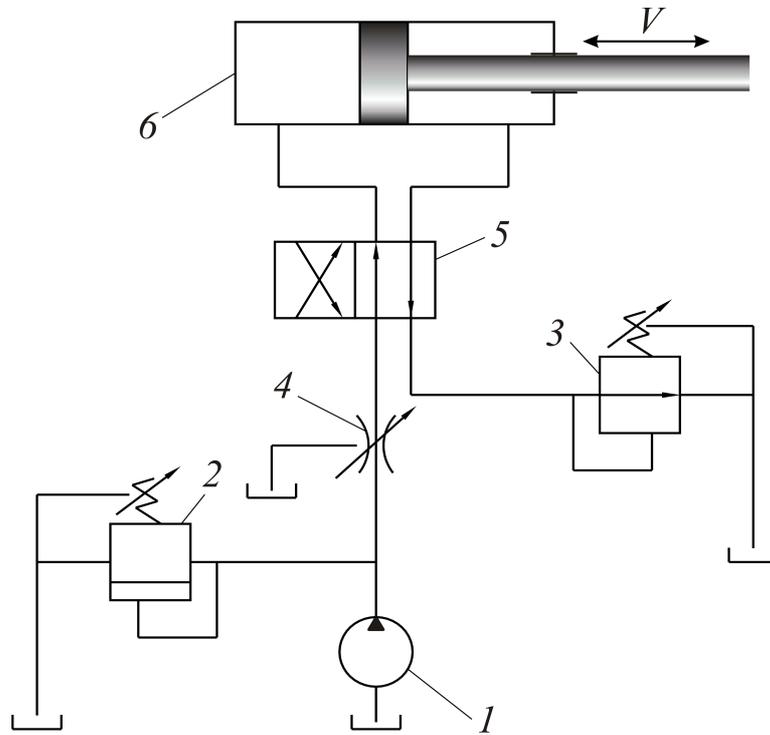


Рис. 82. Дроссель подключен «на входе» в гидросилового цилиндра. Обозначения на схеме:  
 1 - объёмный насос постоянной производительности; 2 - предохранительный клапан;  
 3 - переливной клапан; 4 - регулируемый (по пропускной способности) дроссельный клапан;  
 5 - золотниковое распределительное устройство; 6 - гидросилового цилиндра.

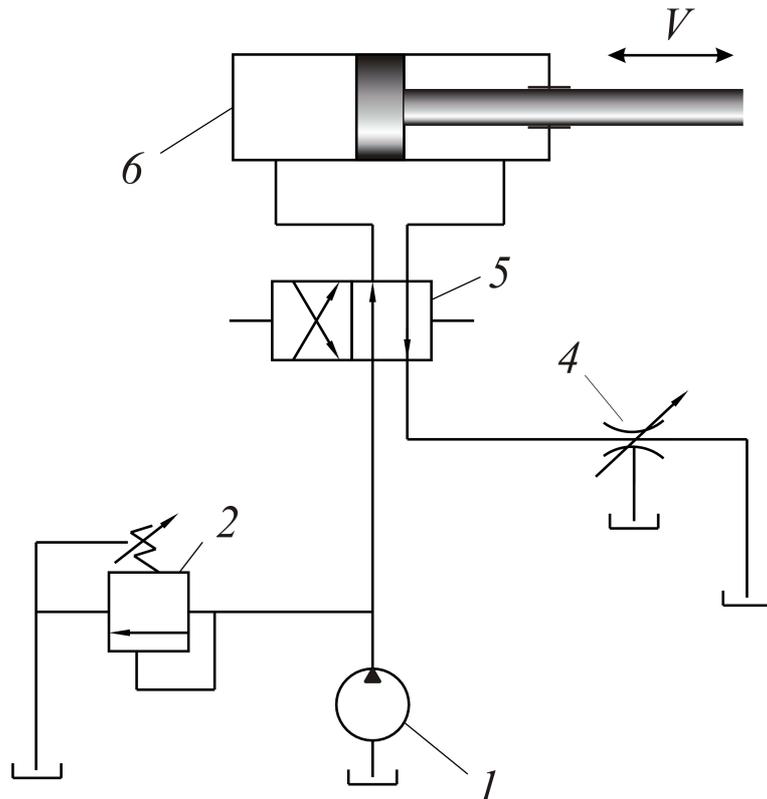


Рис.83. Дроссель подключён «на выходе» из гидросистемы. Обозначения на схеме:  
 1 - объёмный насос постоянной производительности; 2 - предохранительный клапан;  
 3 - переливной клапан; 4 - регулируемый (по пропускной способности) дроссельный клапан;  
 5 - золотниковое распределительное устройство; 6 - гидросилового цилиндра

Для подключения дросселя согласно рис.83, часть жидкость от дросселя как и в предыдущем случае, может быть слита в бак.

Возможна и другая схема подключения дросселя, см. рис. 84.

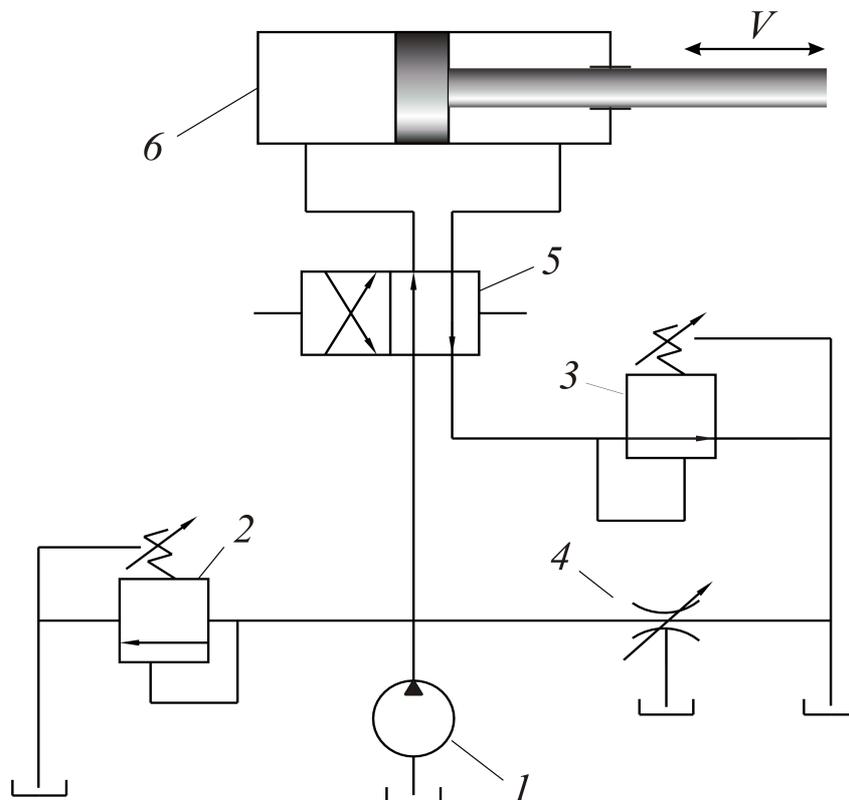


Рис. 84. Дроссель с параллельным подключением к гидросиловому цилиндру

В последнем случае при закрытом дросселе - скорость ГСЦ максимальна. При частично открытом – скорость уменьшается. Повторим начальное утверждение – скорость исполнительного механизма зависит только от объёмного количества рабочей жидкости, поступающей в гидросиловой цилиндр.

## 5.11. СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

### 5.11.1. СХЕМА ПРИВОДА ГИДРОСИЛОВОГО ЦИЛИНДРА

На рис.85 представлена схема привода *гидросилового цилиндра*.

На этом рисунке:  $V_n, [м/с]$  - скорость движения поршня при усилии на штоке  $T, [Н]$ ;  $p_n, [Н/м^2]$  - давление на поршень гидроцилиндра  $Ц$ ;

$l_1, l_2, [м]$  - гидролинии;

$P$  - трёхпозиционный распределитель жидкостного потока (золотник);

$\Phi$  - фильтр для рабочей жидкости (масла);

$ПК$  - предохранительный клапан, находящийся обычно в закрытом состоянии и срабатывающий, как правило, при давлении в системе 1,25 от

номинального;

$H$  - нерегулируемый насос объёмного типа;

$B$  - масляный бак рабочей жидкости.

Примечание к последнему. Если всасывающая (для насоса) и сливная линия на схеме примыкают к днищу бака, значит, забор и слив идут под уровень, т.е. внутрь рабочей жидкости.

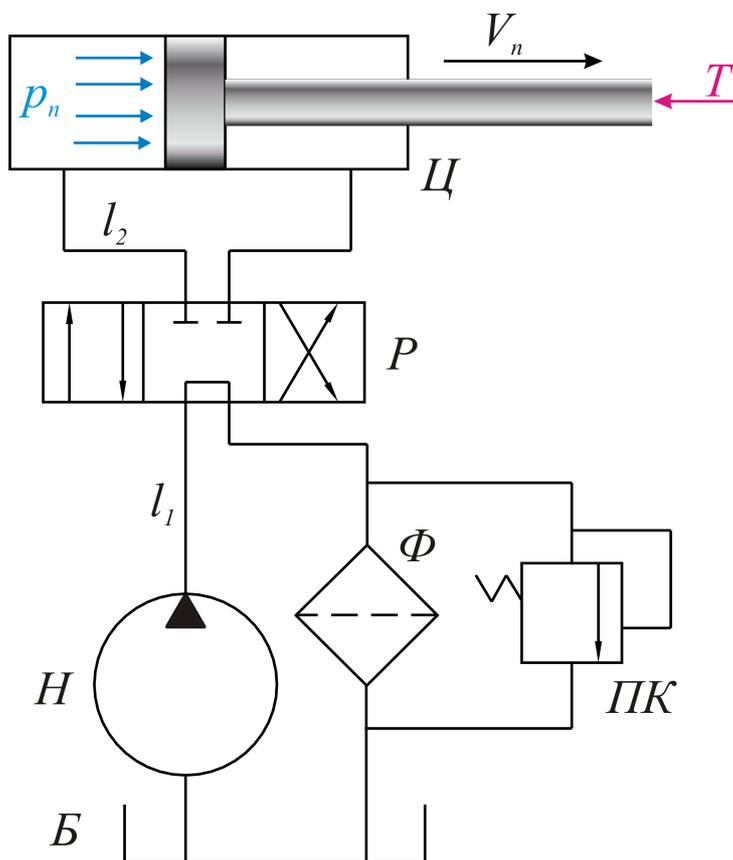


Рис.85. Схема привода гидросилового цилиндра

### 5.11.2. СХЕМА ГИДРОПРИВОДА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

На рис.86 показана схема гидропривода металлорежущего станка.

Приведём некоторые пояснения для данной схемы.

$l_1, l_2, l_3, l_4$  - соединительные гидролинии;  $D_n$  - диаметр поршня гидросилового цилиндра  $Ц$ ;  $D_{ш}$  - диаметр штока;  $F$  сила на штоке;  $P$  - распределитель потока, трехпозиционный золотник;  $H$  - шестеренный насос;  $B$  - бак с рабочей жидкостью (масло);  $K_{np}$  - клапан предохранительный;  $I$  - прямой ход;  $II$  - обратный ход;  $0$  - нейтральное положение.

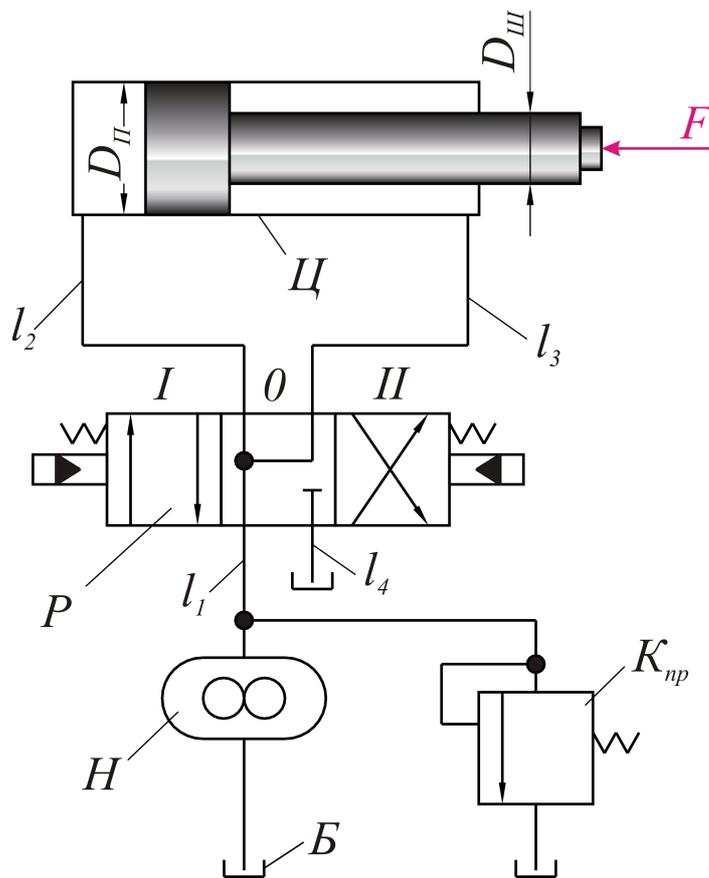


Рис.86. Гидропривод для металлорежущего станка

### 5.11.3. СХЕМА ПРИВОДА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ СЛЕДЯЩЕГО ДЕЙСТВИЯ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Схема рулевого управления следящего действия представлена на рис. 87. Принцип действия следящей системы *гидроусилителя руля* машины, см. рис.87 состоит в следующем.

При повороте рулевого колеса 3 вправо поршень гидроцилиндра рулевой колонки 4 переместится влево, навинчиваясь по нарезке вала руля, и вытеснит часть жидкости из левой полости в сервоцилиндр 7. Под действием давления жидкости поршень сервоцилиндра переместится влево и сдвинет следящий золотник 8 из нейтрального положения II в положение III. При этом жидкость от насоса 2 поступит к двойному управляемому обратному клапану 9, откроет его и переместит поршень рабочего цилиндра 10. Из полости рабочего цилиндра 12 жидкость через клапан 9 и золотник 8 поступит в сливную линию. Таким образом будет осуществлён поворот колёс машины на некоторый угол.

При остановке золотника поршень будет перемещать траверсу 11, а последняя через жесткую обратную связь – корпус следящего золотника влево до тех пор, пока не восстановится положение II. Тогда подача жидкости к цилиндру 10 и, следовательно, поворот колёс прекратятся. Смещение золотника составляет обычно 0,1...1,5 мм в зависимости от назначения и требуемой точности системы управления.

Для дальнейшего поворота или восстановления первоначального положения колёс рулевое колесо управления поворачивает в соответствующую сторону на требуемый угол. Таким образом, управление осуществляется по методу слежения, при котором поворот колёс следует за поворотом рулевого колеса, несмотря на отсутствие механического соединения между входным и выходным звеньями системы.

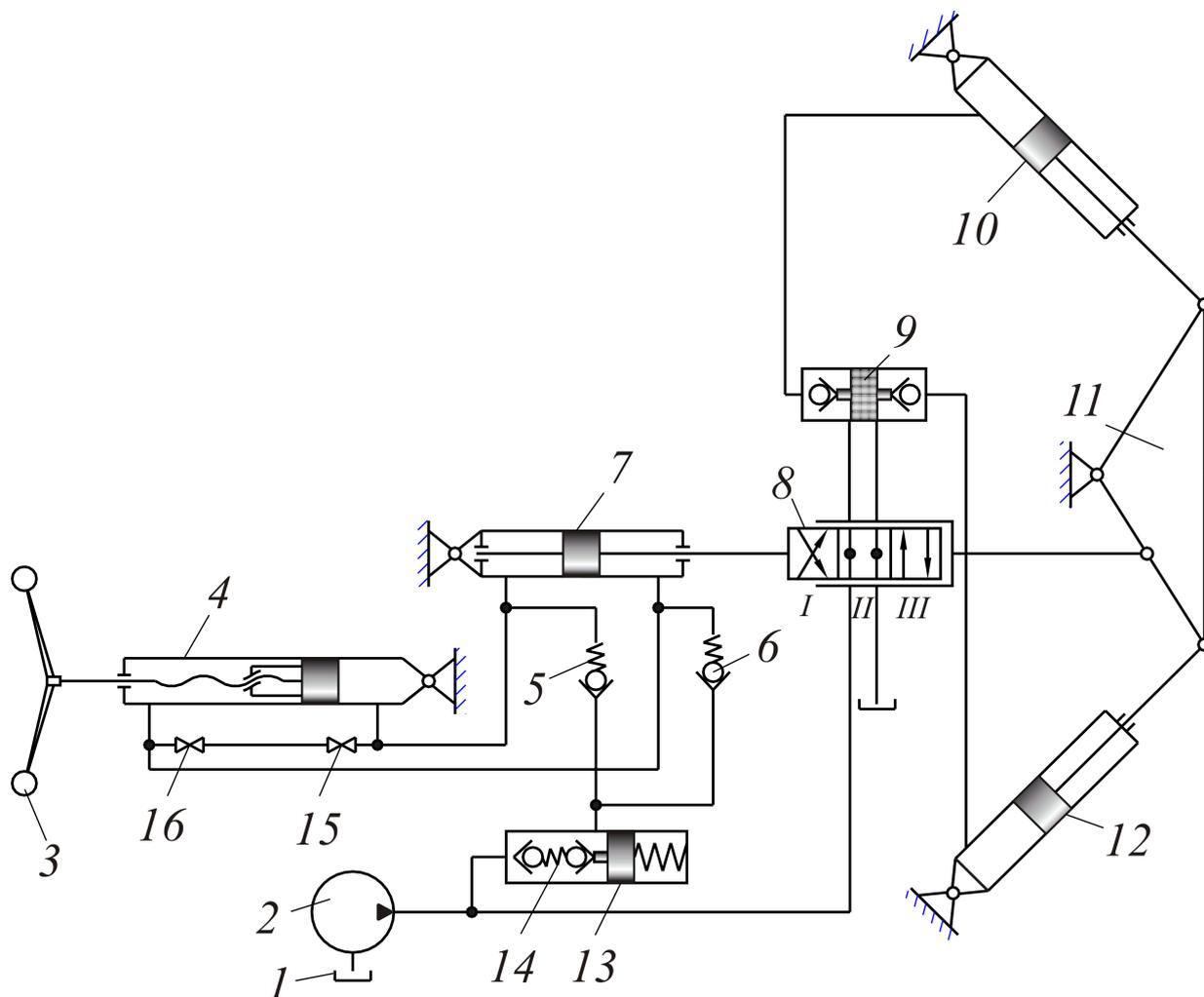


Рис.87. Схема рулевого управления следящего действия

Пружинный аккумулятор *13* с зарядными клапанами *14* и обратными клапанами *5* и *6* служит для пополнения системы управления маслом в случае его утечки через уплотнения. клапаны (краны) *15* и *16* предназначены для регулирования системы.

#### 5.11.4. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ САМОХОДНЫХ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Гидропривод самоходных тягово-транспортных машин, состоит из источника энергии (как правило - насоса), исполнительных механизмов (силовых цилиндров или гидромоторов), а также аппаратуры управления

потоком жидкости и защиты системы от перегрузок, может быть скомплектован из элементарных систем и их комбинаций. Рассмотрим работу этого гидропривода на примере типовых схем применительно к приводу рабочего оборудования самоходных тягово-транспортных машин.

На рис.88 представлена типовая схема гидропривода с нерегулируемым насосом *1*, включающая трехпозиционный четырехлинейный распределитель *2* с ручным управлением, с помощью которого осуществляется реверс поршня силового гидроцилиндра *3*.

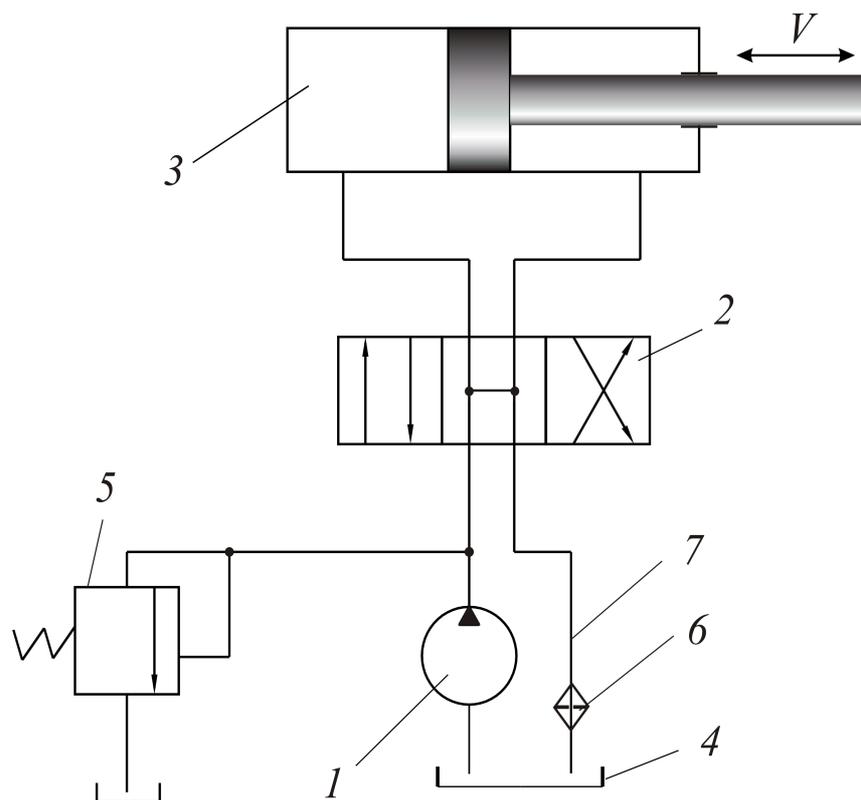


Рис.88. С нерегулируемым насосом

В нейтральной позиции распределителя *2* все его каналы соединяются с гидробаком *4*, что соответствует разгрузке насоса *1* и «плавающему» положению поршня гидроцилиндра *3*.

Гидропривод снабжен предохранительным клапаном *5*, разгружающим насос *1* в крайних рабочих позициях распределителя *2*, и фильтром *6*, установленным в сливной гидрролинии *7* в гидробак *4*.

На рис. 89 представлена типовая схема гидропривода с регулируемым насосом *1*, приводимым во вращение двигателем *М*, с трехпозиционным четырехлинейным распределителем *2* с электрогидравлическим управлением (упрощенное комбинированное обозначение), с помощью которого осуществляется реверс поршня силового гидроцилиндра *3*.

В нейтральной позиции распределителя *2*, так же как и на рис. 88, насос разгружен, а поршень гидроцилиндра *3* находится в «плавающем» положении.

При подаче электросигнала на один из электромагнитов с помощью

вспомогательного распределителя золотник основного распределителя 2 переводится в одну из рабочих позиций, открывая проходы рабочей жидкости в одну из полостей гидроцилиндра 3 и из противоположной полости -на слив в гидробак 4.

Разгрузка насоса 1 в рабочих позициях распределителя 2 производится с помощью предохранительного клапана 5.

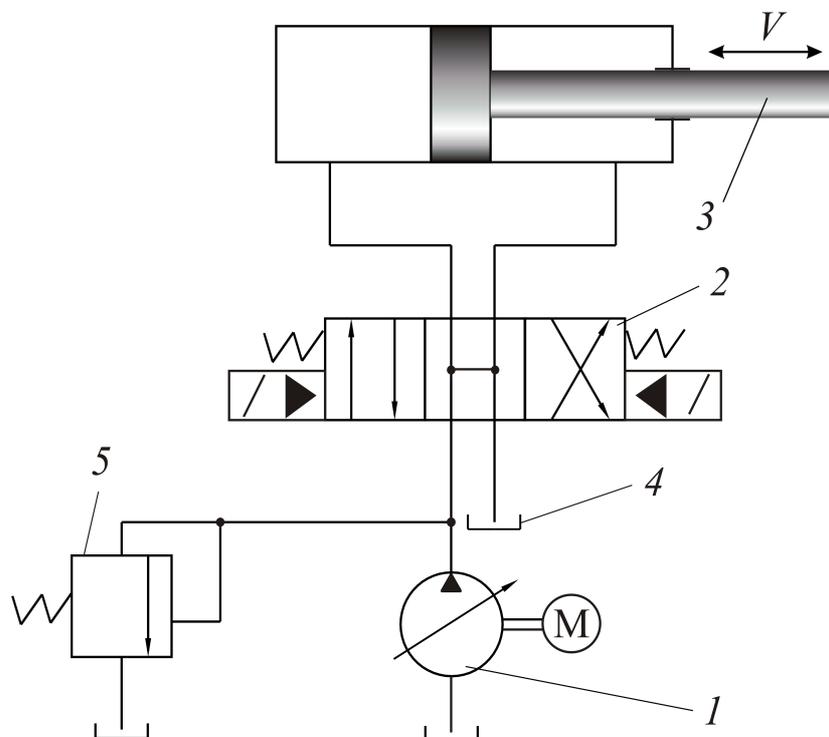


Рис.89. С регулируемым насосом

На этой схеме 1- регулируемый гидронасос, 2 – трехпозиционный распределитель (золотник), 3 – гидросиловой цилиндр (ГСЦ), 4 – масляный бак, 5 – предохранительный клапан, срабатывающий при превышении давления в 1,25 раза больше номинального. Приведённая схема настолько проста, насколько и надёжна.

#### 5.11.5. СХЕМА ОБЪЁМНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

В настоящее время на отечественные трелёвочные трактора устанавливают объёмную гидромеханическую трансмиссию (ОГМТ), применение которой позволяет улучшить такие показатели, как производительность, маневренность, проходимость, что весьма важно для машин, работающих в естественных условиях на лесной целине, кроме того, за счет уменьшения количества манипуляций органами управления улучшаются условия труда оператора. Безразрывность потока мощности от двигателя к гусеничному движителю повышает безопасность, среднюю скорость движения

на уклоне. В случае движения под уклон трактора со ступенчатым механизмом поворота из-за разрыва потока мощности на привод гусениц, управление поворотом должно быть обратным. Применение ОГМТ исключает такой недостаток, что упрощает управление лесозаготовительной машиной. Активный привод отстающей гусеницы, ее постоянная связь с двигателем способствует повышению тяговых качеств трактора при криволинейном движении на лесосеках.

Кинематическая схема ОГМТ представлена на рис. 90.

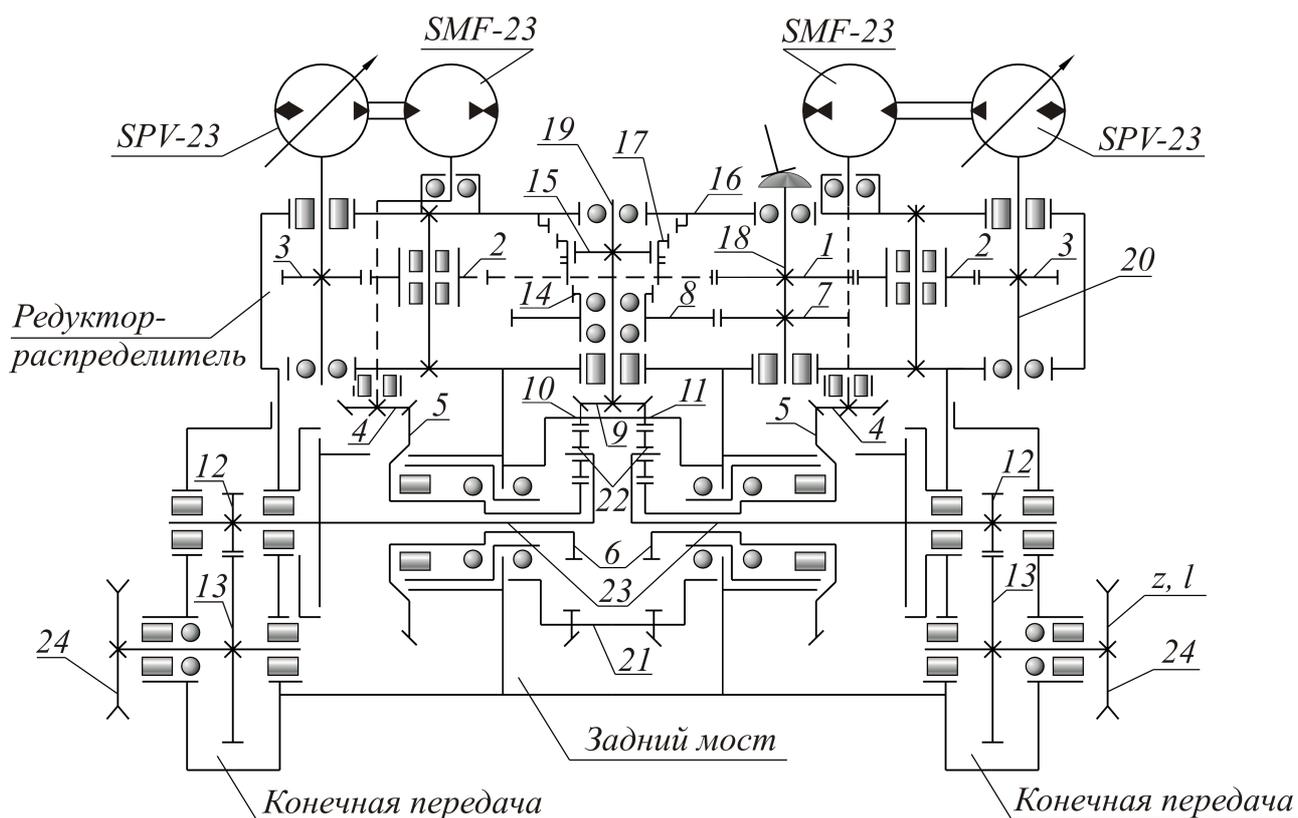


Рис. 90. Кинематическая схема ОГМТ трактора ТТ-4М

Объемная гидромеханическая трансмиссия обеспечивает два бесступенчатых диапазона регулирования скорости движения трактора.

Первый (I) полнопоточный диапазон рекомендуется использовать для разгона, движения с малыми скоростями вперед и назад, обеспечения максимальной силы тяги. Схема потоков мощности, передаваемых через ОГМТ при работе на I диапазоне, изображена на рис. 91.

Второй (II) двухпоточный диапазон предназначен для движения «вперед» на основных скоростях. Схема подвода мощности к ведущим колесам (звездочкам) показана на рис. 92.

Переключение диапазонов осуществляется зубчатой муфтой переключения (МП) 17. Ведущий вал 18, соединенный карданной передачей с дизелем, постоянно связан через шестерню 1, промежуточные шестерни 2, шестерни 3, установленные на валах 20, с насосами переменной производительности типа НП-90 (SPV №23), которые подают рабочую

жидкость в моторы постоянной производительности типа МП-90 (SMF №23).

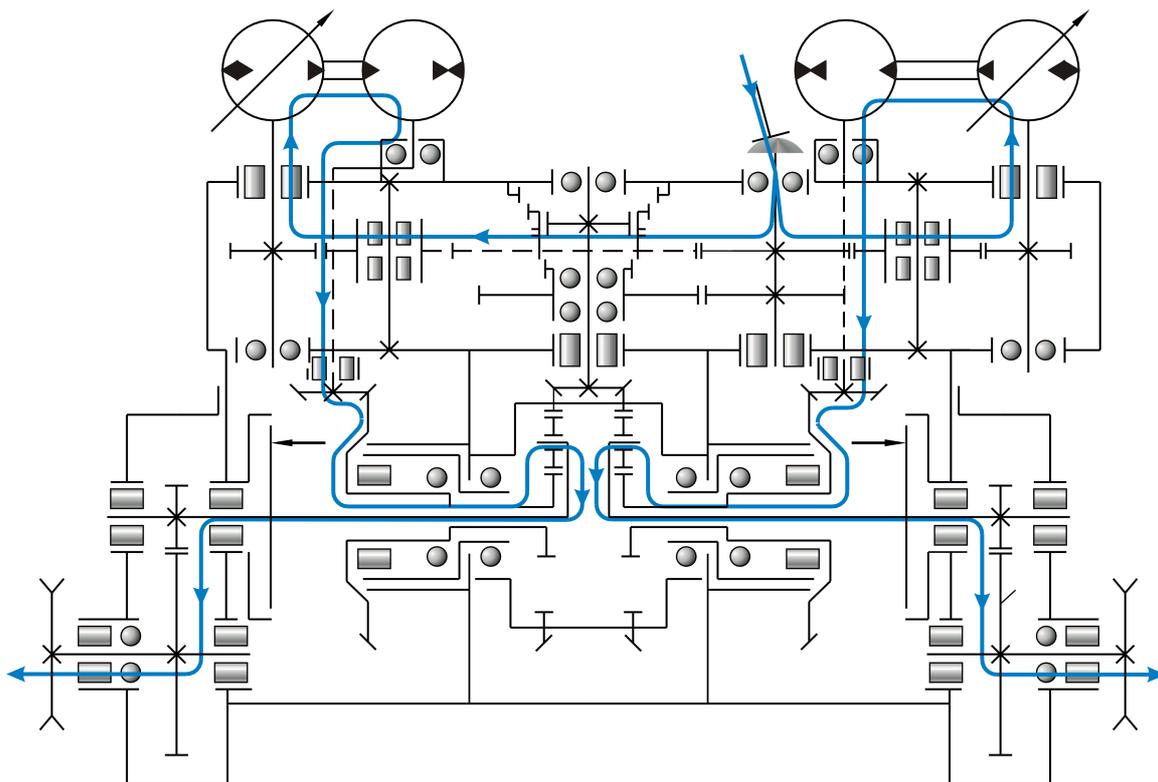


Рис. 91. Схема потоков мощности в ОГМТ при работе на I диапазоне

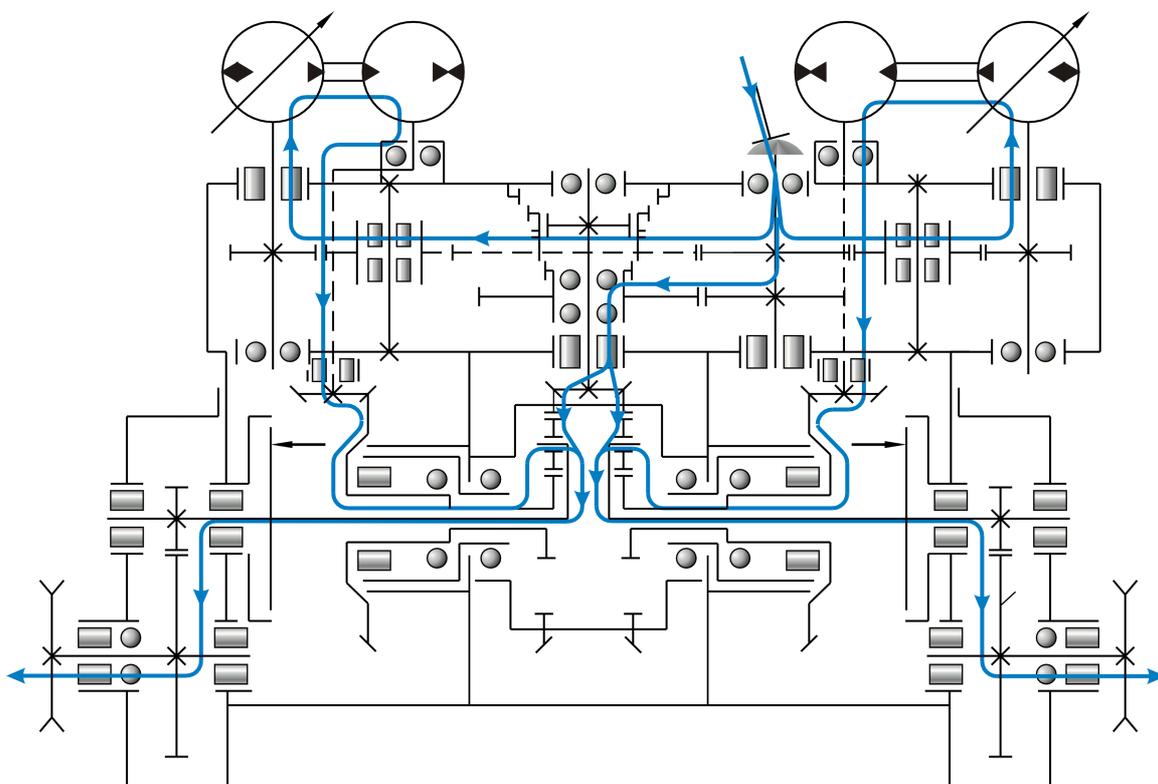


Рис. 92. Схема потоков мощности в ОГМТ при работе на II диапазоне

На ведомом валу 19, связанном через коническую шестерню 9 с шестерней 10, установленной на корпусе 21 суммирующих планетарных

механизмов, установлена зубчатая муфта 17. На первом диапазоне муфта 17 вводится в зацепление с неподвижным стаканом 16, обеспечивая через шлицы 15 и главную передачу 9,10 затормаживание объединенной коронной шестерни 11 суммирующих планетарных механизмов.

При этом энергия жидкости насосов, преобразованная в механическую энергию валов гидромоторов передается через шестерни 4 и 5 гипоидных передач на солнечные шестерни 6, сателлиты 22, водила 23 планетарных механизмов. Далее поток мощности через шестерни конечных передач 12 и 13 передается ведущими колесами 24 гусеничного движителя.

Скорость на I диапазоне пропорциональна производительности насосов, изменение которой достигается регулированием рабочего объема насосов за счет изменения угла наклона шайбы каждого насоса. Наклон шайбы каждого насоса задается положением рычагов управления в кабине.

При уменьшении угла наклона шайбы насосов вращение валов гидромоторов замедляется, скорость трактора уменьшается, сила тяги возрастает.

Угол наклона шайб равный нулю определяет нулевую производительность насосов и режим гидроторможения трактора. При наклоне шайб в другую сторону валы гидромоторов начинают вращаться с возрастающей скоростью в обратном направлении, что обеспечивает задний ход трактора. Прямолинейность движения трактора «вперед» и «назад» на I и II диапазонах обеспечивается одинаковой производительностью насосов, т.е. синхронным их регулированием. Рассогласование приводит к повороту, интенсивность которого зависит от степени несинхронности вращения валов гидромоторов, т.е. от разности производительностей насосов.

При нулевой производительности одного из насосов трактор поворачивается относительно заторможенной гусеницы. Поворот вокруг геометрического центра трактора на I диапазоне возможен при противоположных направлениях валов гидромоторов, т.е. при наклонах шайб насосов в противоположных направлениях по каждому борту.

На втором диапазоне зубчатая муфта переключения 17 соединяет вторичный вал 19 редуктора-распределителя через шестерни 7 и 8 с ведущим валом 18. При этом поток мощности двигателя делится на две ветви:

- гидравлическую, когда часть мощности двигателя передается тем же путем, что и при работе трансмиссии трактора на первом диапазоне;
- механическую, когда мощность передается через шестерни 7,8 на зубчатую муфту 17 и далее через главную передачу (шестерни 9,10) на коронную шестерню 11, сателлиты 22.

Оба потока суммируются на водилах планетарных механизмов 23 и далее передаются конечным передачам (шестерни 12,13) и звездочкам 24 (рис.92).

Второй диапазон заднего хода и гидроторможения не обеспечивает. Наклон шайб насосов также может измениться от одного до другого крайнего положения через «нуль». При нулевой производительности обоих насосов вся мощность передается механической ветвью; трактор движется вперед с постоянной скоростью (для базового варианта примерно 2,4 м/с).

«Отрицательный» наклон шайб на втором диапазоне обеспечивает замедленное движение трактора со скоростью менее 2,4 м/с (до 1,3 м/с).

«Положительный» наклон шайб обеспечивает ускоренное движение со скоростями более 2,4 м/с (до 3,6 м/с).

Зацепление шестерен базового варианта и характеристики шестерен базового варианта приведены в таблицах, см. приложение.

В режиме отбора мощности на привод технологического оборудования связь насосов с гидромоторами привода трансмиссии прерывается. Поток мощности через два независимых канала (насоса) обеспечивает возможность независимого привода двух автономных групп исполнительных органов технологического оборудования (рис. 93.).

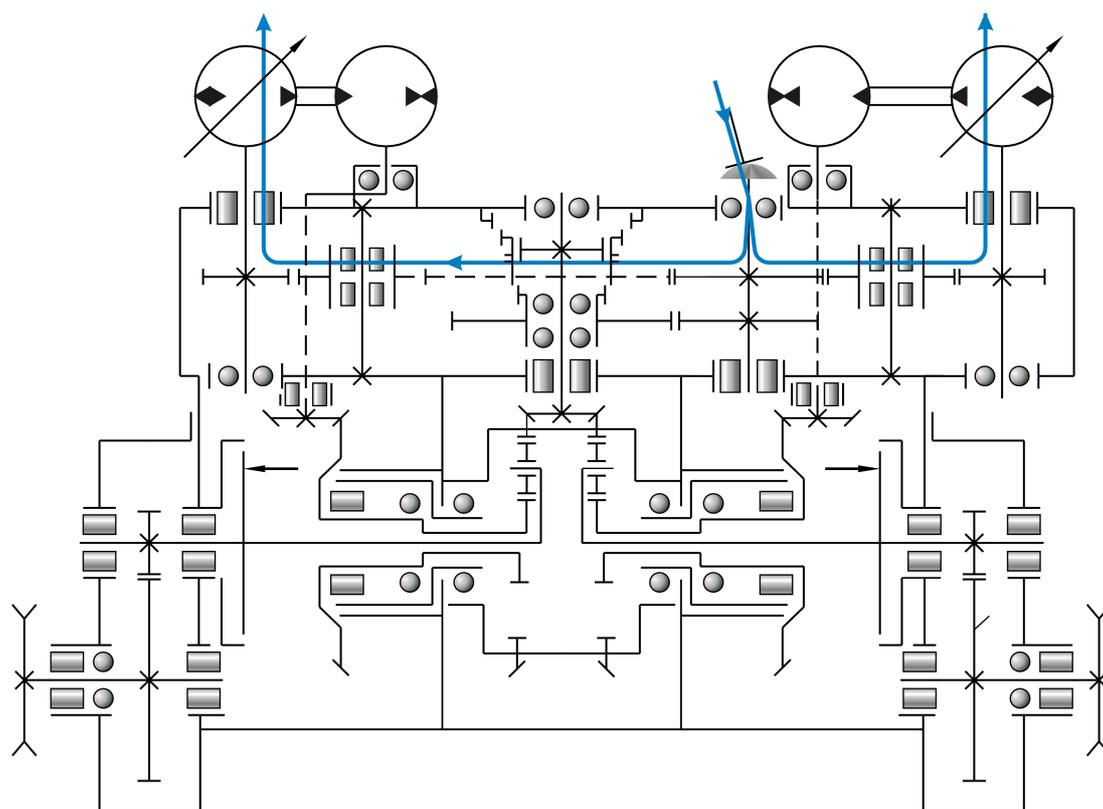


Рис. 93. Схема потоков мощности через ОГМТ в режиме привода технологического оборудования

## 5.12. ПРИМЕР ТИПОВОГО РАСЧЁТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Приведем пример расчёта, рассмотрев следующую задачу, см. рис. 94.

**Пример 15.** Насос  $H$  гидросистемы, нагнетает масло турбинное 30, с плотностью  $\rho = 940 [\text{кг}/\text{м}^3]$ , и температурой  $T = 60^\circ$ , через распределитель  $P$  и дифференциальный силовой гидроцилиндр  $ГСЦ$ , шток которого нагружен силой  $F = 18 \text{ кН}$ . Диаметр гидроцилиндра  $D_{II} = 90 \text{ мм}$ , диаметр штока  $D_{Ш} = 40 \text{ мм}$ . КПД гидроцилиндра: механический  $\eta_M = 0,92$ , объёмный  $\eta_O = 1,0$ . Трубопровод стальной, изготовленный прямошовной сваркой, с ориентировочной средней шероховатостью стенок, равной

$\Delta_{\text{экв}}=0,075 \text{ м}$ , для которой при неизвестном ещё критерии Рейнольдса, примем коэффициент гидравлического сопротивления для линий  $\lambda=0,034$ . В любом случае значение  $\lambda$  близко к значению  $0,03$ , так что ошибка в расчёте не превысит 10%. Длина нагнетательной линии (от насоса до распределителя) трубопровода  $l_1=1,3 \text{ м}$ ,  $l_2=l_3=1,5 \text{ м}$ . Длина сливной линии  $l_4=1,8 \text{ м}$ . Диаметры напорных и сливных гидролиний одинаковы и равны  $d=15 \text{ мм}$ . Местные сопротивления в гидросистеме принять лишь в распределителе  $P$ . Определить скорость перемещения рабочего органа вправо (I позиция распределителя  $P$ ), если характеристика насоса с переливным клапаном  $Q_{\text{ц}}=f(p_{\text{H}})$  задана в табл.7.

Характеристика насоса

Таблица №7

$Q_{\text{H}}, \text{ л/с}$	0,00	1,50	1,65
$p_{\text{H}}, \text{ МПа}$	4,00	3,0	0,00

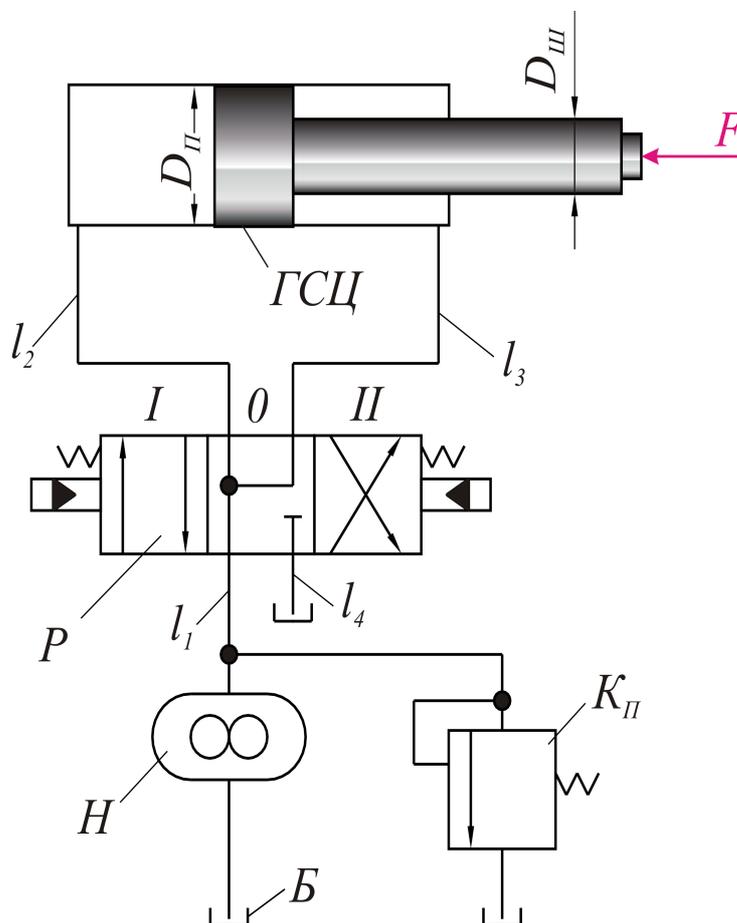


Рис.94. К примеру расчёта

*Решение.* Давление под поршнем, создаваемое силой  $F$ , в левой части гидроцилиндра:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D_{\text{II}}^2} = \frac{4 \cdot 18 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,09^2} \Rightarrow p_{\text{ц}} = 28,3 \cdot 10^5 \left[ \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right].$$

С учётом механического КПД  $\eta_M=0,92$  действительное давление должно быть больше:

$$p'_{II} = \frac{p_{II}}{0,92} = \frac{28,3 \cdot 10^3}{0,92} \Rightarrow p'_{II} = 30,3 \cdot 10^5 \left[ \frac{H}{M^2} \right].$$

Потери давления в распределителе (золотнике) ориентировочно можно принять равными  $\Delta p_{распред} = 0,2 \text{ МПа}$ . Это значение взято из табличных данных.

Далее производим несколько расчётов, чтобы построить характеристику трубопровода. Точнее - суммарную характеристику для всех трубопроводов гидропривода. Здесь и далее – расчет для расхода:  $Q=1, \dots 1,5 \dots 2 \text{ л/с}$ .

Определим потери на гидравлическое сопротивление для ветвей I и 2:

$$h_{w_1} + h_{w_2} = \lambda \cdot \frac{l_1 + l_2}{d} \cdot \frac{V_i^2}{2g}. \quad \text{Скорости для принятых расходов:}$$

$$V_{1I} = \frac{4Q_I}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 0,015^2} \Rightarrow V_{1I} = 5,66 \left[ \frac{M}{c} \right];$$

$$V_{1II} = \frac{4Q_{II}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,0015}{3,14 \cdot 0,015^2} \Rightarrow V_{1II} = 8,49 \left[ \frac{M}{c} \right];$$

$$V_{1III} = \frac{4Q_{III}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,015^2} \Rightarrow V_{1III} = 11,32 \left[ \frac{M}{c} \right].$$

Производим три расчёта.

$$(h_{w_1} + h_{w_2})_I = 0,034 \cdot \frac{1,3 + 1,5}{0,015} \cdot \frac{5,66^2}{2 \cdot 9,81} \Rightarrow (h_{w_1} + h_{w_2})_I = 10,36 \text{ м};$$

$$(h_{w_1} + h_{w_2})_{II} = 0,034 \cdot \frac{1,3 + 1,5}{0,015} \cdot \frac{8,49^2}{2 \cdot 9,81} \Rightarrow (h_{w_1} + h_{w_2})_{II} = 23,28 \text{ м};$$

$$(h_{w_1} + h_{w_2})_{III} = 0,034 \cdot \frac{1,3 + 1,5}{0,015} \cdot \frac{11,32^2}{2 \cdot 9,81} \Rightarrow (h_{w_1} + h_{w_2})_{III} = 41,43 \text{ м}.$$

Полученные цифры гидравлических потерь запишем в  $[МПа]$ , как задана характеристика насоса.

$$\Delta p_I = \rho g \cdot (h_{w_1} + h_{w_2})_I = 940 \cdot 9,81 \cdot 10,36 \Rightarrow \Delta p_I = 0,095 [МПа];$$

$$\Delta p_{II} = \rho g \cdot (h_{w_1} + h_{w_2})_{II} = 940 \cdot 9,81 \cdot 23,28 \Rightarrow \Delta p_{II} = 0,214 [МПа];$$

$$\Delta p_{III} = \rho g \cdot (h_{w_1} + h_{w_2})_{III} = 940 \cdot 9,81 \cdot 41,43 \Rightarrow \Delta p_{III} = 0,381 [МПа].$$

Для принятых расходов определим скорость  $x$  перемещения гидросилового цилиндра из равенства:  $Q = \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \cdot x$ , где  $x$  выражена в  $\left[ \frac{см}{c} \right]$ .

$$\text{Таким образом: } x_I = \frac{4Q_I}{\pi \cdot D_{II}^2} = \frac{4 \cdot 1000}{3,14 \cdot 9^2} \Rightarrow x_I = 15,8 \left[ \frac{см}{c} \right];$$

$$x_{II} = \frac{4Q_{II}}{\pi \cdot D_{II}^2} = \frac{4 \cdot 1500}{3,14 \cdot 9^2} \Rightarrow x_{II} = 23,59 \left[ \frac{см}{c} \right];$$

$$x_{III} = \frac{4Q_{III}}{\pi \cdot D_{II}^2} = \frac{4 \cdot 2000}{3,14 \cdot 9^2} \Rightarrow x_{III} = 31,45 \left[ \frac{см}{c} \right].$$

Расчёт для правой (штоковой) части цилиндра будет меньше, с учётом объёма этого штока.

$$Q'_I = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{II}^2 - D_{III}^2) \cdot x_I = \frac{3,14}{4} (9^2 - 4^2) \cdot 15,8 \Rightarrow Q'_I = 806 \left[ \frac{см^3}{с} \right] = 0,806 \left[ \frac{л}{с} \right];$$

$$Q'_{II} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{II}^2 - D_{III}^2) \cdot x_{II} = \frac{3,14}{4} (9^2 - 4^2) \cdot 23,59 \Rightarrow Q'_{II} = 1203 \left[ \frac{см^3}{с} \right] = 1,2 \left[ \frac{л}{с} \right];$$

$$Q'_{III} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{II}^2 - D_{III}^2) \cdot x_{III} = \frac{3,14}{4} (9^2 - 4^2) \cdot 31,45 \Rightarrow Q'_{III} = 1604 \left[ \frac{см^3}{с} \right] = 1,6 \left[ \frac{л}{с} \right].$$

Для этих расходов определим скорости в линиях 3 и 4, затем потери на гидравлическое трение. Из [м] переведём расчётные данные в [МПа].

Таким образом скорости определяются как

$$V_{3I} = \frac{4 \cdot Q'_I}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0008}{3,14 \cdot 0,015^2} \Rightarrow V_{3I} = 4,6 \left[ \frac{м}{с} \right];$$

$$V_{3II} = \frac{4 \cdot Q'_{II}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0012}{3,14 \cdot 0,015^2} \Rightarrow V_{3II} = 6,9 \left[ \frac{м}{с} \right];$$

$$V_{3III} = \frac{4 \cdot Q'_{III}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0016}{3,14 \cdot 0,015^2} \Rightarrow V_{3III} = 9,2 \left[ \frac{м}{с} \right];$$

а потери

$$(h_{w_3} + h_{w_4})'_I = \lambda \cdot \left( \frac{l_3 + l_4}{d} \right) \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,034 \cdot \frac{1,5 + 1,8}{0,015} \cdot \frac{4,6^2}{2 \cdot 9,81} \Rightarrow (h_{w_3} + h_{w_4})'_I = 8,05 [м];$$

$$(h_{w_3} + h_{w_4})'_{II} = \lambda \cdot \left( \frac{l_3 + l_4}{d} \right) \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,034 \cdot \frac{1,5 + 1,8}{0,015} \cdot \frac{6,9^2}{2 \cdot 9,81} \Rightarrow (h_{w_3} + h_{w_4})'_{II} = 18 [м];$$

$$(h_{w_3} + h_{w_4})'_{III} = \lambda \cdot \left( \frac{l_3 + l_4}{d} \right) \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,034 \cdot \frac{1,5 + 1,8}{0,015} \cdot \frac{9,2^2}{2 \cdot 9,81} \Rightarrow (h_{w_3} + h_{w_4})'_{III} = 32,1 [м].$$

Переведём потери давления в [МПа]:

$$\Delta p_I = \rho g \cdot (h_{w_3} + h_{w_4})'_I = 940 \cdot 9,81 \cdot 8,05 \Rightarrow \Delta p_I = 0,073 [МПа];$$

$$\Delta p_{II} = \rho g \cdot (h_{w_3} + h_{w_4})'_{II} = 940 \cdot 9,81 \cdot 18 \Rightarrow \Delta p_{II} = 0,167 [МПа];$$

$$\Delta p_{III} = \rho g \cdot (h_{w_3} + h_{w_4})'_{III} = 940 \cdot 9,81 \cdot 32,1 \Rightarrow \Delta p_{III} = 0,297 [МПа].$$

Определим общие потери для системы трубопроводов (включая золотник -распределитель, для которого  $h_w = 0,2$  МПа).

Для расхода 1 л/с:

$$\sum h_w = 0,095 + 0,2 + 3,08 + 0,073 = 3,448 [МПа];$$

Для расхода 1,5 л/с:

$$\sum h_w = 0,214 + 0,2 + 3,08 + 0,167 = 3,661 [МПа];$$

Для расхода 2 л/с:

$$\sum h_w = 0,381 + 0,2 + 3,08 + 0,297 = 3,958 [МПа].$$

Сводим рассчитанные данные в табл.8.

$Q, \text{л/с}$	1,0	1,5	2,0
$h_w, \text{МПа}$	3,448	3,661	3,958

По данным табл. 8 строим график характеристики трубопровода, которая с пересечением графика характеристики насоса (данные из табл. 7) даёт рабочую точку  $A$ .

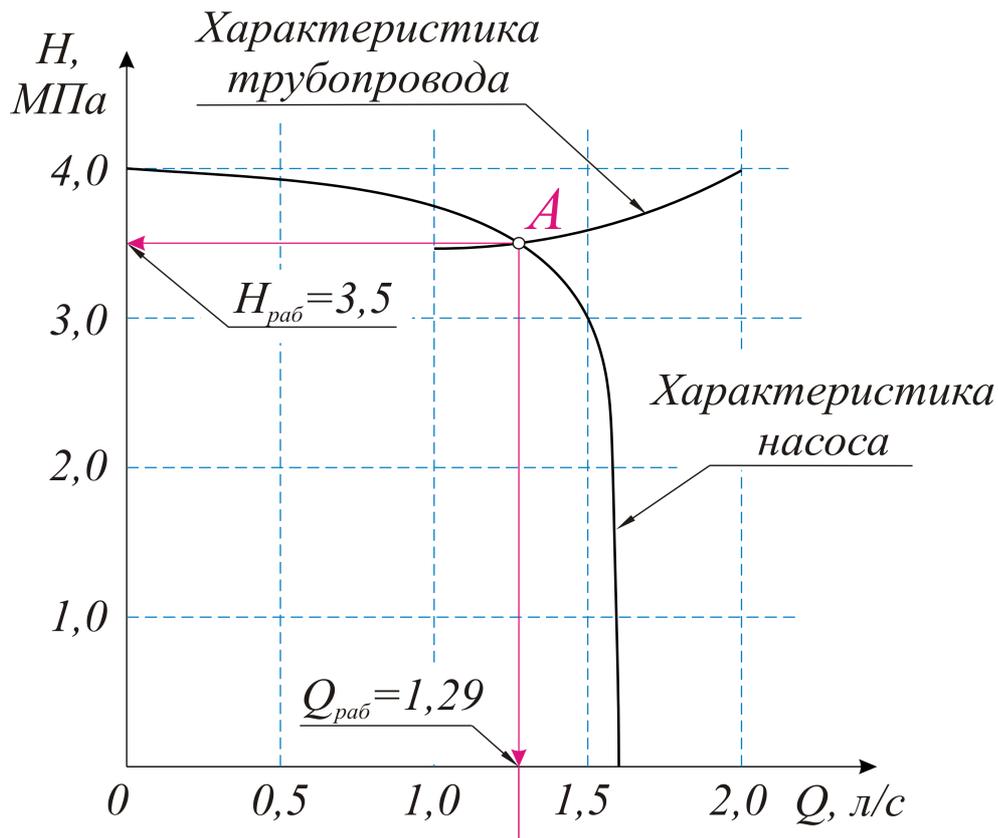


Рис. 95. К определению рабочей точки объёмного гидропривода

Приближенные данные рабочей точки  $A$  соответствуют расходу  $Q_{раб} \approx 1,29 \left[ \frac{\text{л}}{\text{с}} \right]$  и напору  $H_{раб} \approx 3,5 [\text{МПа}]$ .

При вычисленном расходе скорость движения поршня определяется из соотношения:  $Q_{раб} = V_{\Pi} \cdot \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}$ ,

$$\text{т.е.: } V_{\Pi} = \frac{4 \cdot Q_{раб}}{\pi D_{\Pi}^2} = \frac{4 \cdot 0,00129}{3,14 \cdot 0,09^2} \Rightarrow$$

$$V_{\Pi} = 0,202 \left[ \frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Полученное значение, является результатом проведенного расчёта.

### 5.13. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА С ОБЪЁМНОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ (ОГМТ)

При применении гидромеханической трансмиссии для оценки тяговых качеств и управляемости расчёт носит комплексный характер, учитывающий как гидравлические, так и механические компоненты привода.

Данные к расчёту

Таблица 9

Параметр	Обозначение	Данные примера
Вариант		Базовый
Марка трактора*		ТТ-4МГ
Почвенный фон		Глинистый трек
Эксплуатационная масса трактора, кг*	$G$	14700
Эксплуатационная мощность двигателя, кВт*	$N_{дв}$	95,7
Номинальные обороты двигателя, об/мин*	$n_{дв}$	1700
Часовой расход топлива при номинальном режиме, кг/ч*	$G_T$	23
Коэффициент сопротивления передвижению	$f$	0,1
Коэффициент сцепления	$\varphi$	1,1
Макс. объём гидронасоса, см <sup>3</sup>	$q_{Hmax}$	89
Макс. угол наклона люльки гидронасоса, градус	$\gamma_0$	18
Мин. расчётный угол наклона люльки, градус	$\gamma_1$	1
Шаг по углу наклона люльки, градус	$\Delta\gamma$	1
Объём гидромотора, см <sup>3</sup>	$q_m$	89
Макс. давление в гидросистеме, МПа	$\Delta p_{max}$	35
КПД привода насоса	$\eta_{ПН}$	0,970
ПО привода насоса*	$i_{ПН}$	0,875
КПД гипоидной передачи	$\eta_{ГП}$	0,985
ПО гипоидной передачи	$i_{ГП}$	4,286
КПД конечной передачи	$\eta_{КП}$	0,985
ПО конечной передачи*	$i_{КП}$	3,692
КПД планет. редуктора от солнца к водилу	$\eta_{ПМ}$	0,975
КПД подшипника	$\eta_{ПП}$	0,990
Параметр $K$ планетарного редуктора	$K$	2,429
КПД цил. пары привода главной передачи	$\eta_{7-8}$	0,985
ПО цил. пары привода главной передачи*	$\eta_{7-8}^*$	1,417
КПД главной передачи	$\eta_{зл.п}$	0,970
ПО главной передачи*	$i_{зл.п}$	3,640
КПД ведущего участка гусеницы	$\eta_{зус}$	0,970
КПД планет. ред. от короны к водилу		0,991
Шаг гусеницы, м*	$l_{зв}$	0,150
Число звеньев, перематываемых за один оборот звездочки*	$z_{зв}$	11

Подобный расчет весьма трудоёмок и производится, как правило, с применением средств вычислительной техники [21]. Рассмотрим конкретные

исходные данные (на примере трактора ТТ-4МГ), см. табл. 9, табл. П10-П14, алгоритм выполнения такого расчёта и в приложении приведём его результаты в форме таблиц П15-П17, полученные реализацией этого алгоритма на ПЭВМ.

Тяговый расчет устанавливает основные параметры, определяющие тяговые свойства лесозаготовительной машины. Работа гидромашин на каждом из режимов характеризуется широким изменением частот вращения их валов, рабочего давления и крутящего момента, что существенно отражается на общем КПД гидropередачи и всей трансмиссии и, в результате, на тяговых свойствах трактора. Принцип работы ОГМТ описан в параграфе 5.11.

**Пример 16.** Данные к расчёту.

Расчет проводится для кинематической схемы ТТ-4МГ (рис. 90). Исходные данные для расчета приведены в таблице 9.

Рассматривается равномерное прямолинейное движение трактора по горизонтальному участку пути, при номинальном числе оборотов двигателя и номинальной мощности.

Не учитываются потери в трубопроводах, фильтрах и т.п.

Принято, что мощность разделяется на два борта поровну и расчет параметров проводится для одного борта (кроме крюковой нагрузки).

В расчете учитываются КПД поршневых машин, определяемые интерполяцией по табличным данным НАТИ, см. приложение.

На двухпоточном (II) диапазоне КПД планетарного механизма учитывается на гидравлической ветви.

Коэффициент сопротивления движению, КПД зубчатых передач гусеничного движителя сохраняют неизменное значение для всех режимов работы.

*Алгоритм расчёта*

1. Тяговый расчёт I диапазона

1.1. Определяются рабочие объёмы гидронасоса в зависимости от угла поворота наклонной шайбы  $\gamma$ ,  $см^3/с$ :

$$q_H = q_{Hmax} \cdot \frac{tg \gamma}{tg \gamma_0},$$

где  $q_{Hmax}$  - постоянная величина, характеризующая максимальный объём гидромашин;

$\gamma_0$  - максимальный угол поворота наклонной шайбы.

1.2. Определяются теоретические производительности насоса (без учёта потерь в насосе),  $дм^3/мин$ :

$$Q_H^T = \frac{q_H \cdot n_H}{1000},$$

где  $n_H$  - частота вращения вала гидронасоса – постоянная величина при номинальных оборотах дизеля.

1.3. Рассчитывается теоретическая потребляемая насосом мощность, *кВт*:

$$N_H^T = \frac{\Delta p \cdot Q_H^T}{33,12},$$

где  $\Delta p$  - перепад давления в *МПа*.

Максимальное давление не может превышать 35 *МПа*, что обуславливает неполное использование мощности дизеля в начале диапазона. Давление 35 *МПа* сохраняется до начала полного использования мощности дизеля, т.е:

$$N_H^T = 1/2 \cdot N_{об},$$

1.4. Определяется по реализуемой мощности двигателя теоретический перепад давления, *МПа*:

$$\Delta p^T = \frac{1/2 \cdot N_{об} \cdot 33,12}{Q_H^T},$$

1.5. По таблице П13 (см. приложение), определяется общий КПД насоса:

$\eta_{1M}$  - КПД, учитывающий механические потери;

$\eta_{1O}$  - КПД, учитывающий объемные потери;

$\eta_1$  - общий КПД насоса, определяемый как по формуле

$$\eta_1 = \eta_{1M} + \eta_{1O}.$$

1.6. Определяется перепад давления в гидромоторе, *МПа*

$$\Delta p_M = \Delta p^T \cdot \eta_{1M}.$$

1.7. Определяется производительность гидромотора,  $\text{дм}^3/\text{мин}$ :

$$Q_M = Q_M^T \cdot \eta_{1O}.$$

1.8. Определяется теоретическое число оборотов гидромотора,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_M^T = \frac{Q_M}{q_H} \cdot 1000.$$

1.9. Определяется по табл. П14 (см. приложение), КПД гидромотора:

$$\eta_{2O}, \eta_{2M} \text{ и } \eta_2 = \eta_{2O} \cdot \eta_{2M}.$$

1.10. Определяется действительное число оборотов гидромотора,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_M = n_M^T \cdot \eta_{20}$$

1.11. Определяются число оборотов звездочки,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_{36} = \frac{n_M}{i_{M.36}},$$

где  $i_{M.36}$  - передаточное отношение от гидромотора к звездочке, определяемое по формулой

$$i_{M.36} = i_{4-5} \cdot i_{пл.М} \cdot i_{КП},$$

$i_{4-5}$  - передаточное отношение гипоидной пары;

$i_{пл.М}$  - передаточное отношение в планетарном редукторе

$$i_{пл.М} = 1 + K$$

$i_{КП}$  - передаточное отношение конечной передачи.

1.12. Определяются теоретические скорости трактора,  $\text{м/с}$ :

$$V_T = \frac{\pi \cdot n_{36}}{30} \cdot r_{36},$$

где  $r_{36}$  - радиус звездочки,  $\text{м}$ :

$$r_{36} = \frac{l_{36} \cdot z_{36}}{2\pi},$$

$z_{36}$  - число зубьев звездочки;

$l_{36}$  - шаг звена,  $\text{м}$ .

1.13. Определяются крутящие моменты на звездочке:

$$M_{36} = M_M \cdot i_{M.36} \cdot \eta_{M.36}, \quad M_M = 0,0159 \cdot \Delta p_M \cdot q_H \cdot \eta_{2M},$$

где  $M_M$  - крутящий момент гидромотора,  $\text{кН} \cdot \text{м}$ ;

$\eta_{M.36}$  - КПД механической ветви:

$$\eta_{M.36} = \eta_{Г.П} \cdot \eta_{пл.М} \cdot \eta_{КП} \cdot \eta_{ПК},$$

$\eta_{Г.П}$  - КПД гипоидной пары,  $\eta_{Г.П} = 0,9867$ ;  
 $\eta_{Пл.М}$  - КПД планетарного редуктора,  $\eta_{Пл.М} = 0,975$ ;  
 $\eta_{КП}$  - КПД конечной передачи,  $\eta_{КП} = 0,985$ ;  
 $\eta_{ПК}$  - КПД подшипника,  $\eta_{ПК} = 0,99$ ;  
 $\eta_{М.зв} = 0,9867 \cdot 0,975 \cdot 0,985 \cdot 0,99 = 0,936$ .

1.14. Определяется касательная сила тяги на 1 гусенице,  $кН$  :

$$P_{К1} = \frac{M_{зв} \cdot \eta_{звс}}{r_{зв}},$$

где  $\eta_{звс} = 0,97$  - КПД гусеничного обвода.

1.15. Определяется крюковая нагрузка, реализуемая по двигателю,  $кН$  :

$$P_{кр} = 2 P_{К1} - f \cdot G_T,$$

где  $G_T$  - вес трактора,  $кН$  ;

$f$  - коэффициент сопротивления перекачиванию.

1.16. Определяются передаточные отношения трансмиссии:

$$i_{mp} = \frac{n_{дв}}{n_{зв}}.$$

1.17. Определяется общий КПД трансмиссии:

$$\eta_{mp} = \frac{N_{зв}}{N_{дв}} = \frac{\pi \cdot M_{зв} \cdot n_{зв}}{30 \cdot N_{дв}}.$$

1.18. Буксование, действительная скорость, тяговая мощность и тяговый КПД определяется по тем же зависимостям, что и для трактора с механической трансмиссией [21].

2. Тяговый расчёт II диапазона.

Второй диапазон отличается тем, что мощность двигателя на каждом борту разделяется и передаётся двумя потоками: один – через гидравлическую ветвь, другой – через механическую.

Зависимости между потоками мощности определяются из следующих соображений.

Момент двигателя делится редуктором-распределителем по ветвям:

$$M_{дв} = M_{Г} + M_{М}, \quad (1)$$

где  $M_{Г}$  - крутящий момент гидравлической ветви;

$M_{М}$  - крутящий момент механической ветви.

Момент на коронной шестерне:

$$M_C = K \cdot M_a,$$

где  $M_a$  - крутящий момент солнечной шестерни

$$\begin{aligned} M_C &= K \cdot M_{\Gamma} \cdot i_{\Gamma}; \\ M_M &= \frac{M_C}{i_M} = \frac{K \cdot M_{\Gamma} \cdot i_{\Gamma}}{i_M}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $i_{\Gamma}, i_M$  - передаточные отношения от двигателя к выходному элементу через гидравлическую и механическую ветви.

Тогда выражение для определения момент двигателя (1), можно записать как:

$$M_{\partial\partial} = M_{\Gamma} + \frac{K \cdot M_{\Gamma} \cdot i_{\Gamma}}{i_M} = M_{\Gamma} \cdot \left( 1 + K \cdot \frac{i_{\Gamma}}{i_M} \right).$$

$$\text{Отсюда } M_{\Gamma} = \frac{M_{\partial\partial}}{1 + K \cdot \frac{i_{\Gamma}}{i_M}} \quad \text{или} \quad N_{\Gamma} = \frac{N_{\partial\partial}}{1 + K \cdot \frac{i_{\Gamma}}{i_M}}. \quad (3)$$

Из выражения (2):  $M_{\Gamma} = M_M \cdot \frac{i_M}{K \cdot i_{\Gamma}}$ , подставляя в (1), получим:

$$M_{\partial\partial} = M_M \cdot \frac{i_M}{K \cdot i_{\Gamma}} + M_M = M_M \cdot \left( \frac{i_M}{K \cdot i_{\Gamma}} + 1 \right).$$

$$\text{Отсюда следует: } M_M = \frac{M_{\partial\partial}}{1 + \frac{i_M}{K \cdot i_{\Gamma}}} \quad \text{или} \quad N_M = \frac{N_{\partial\partial}}{1 + \frac{i_M}{K \cdot i_{\Gamma}}}. \quad (4)$$

Учитывая изменения знака передаточного отношения гидравлической ветви, формулы (3) и (4) записываются так:

$$N_{\Gamma} = \frac{N_{\partial\partial}}{1 + \frac{K \cdot |i_{\Gamma}|}{i_M}}; \quad N_M = \frac{N_{\partial\partial}}{1 + \frac{i_M}{K \cdot |i_{\Gamma}|}},$$

где  $i_{\Gamma}$  - отрицательно в первой половине диапазона  $(-\infty \dots 0)$  и положительно во второй  $(0 \dots +\infty)$ .

$$\text{Величины } C_G = \frac{1}{1 + K \cdot \frac{|i_G|}{i_M}}; \quad C_M = \frac{1}{1 + \frac{i_M}{K \cdot |i_G|}} \quad (5)$$

называются *коэффициентами циркуляции мощности*, соответственно, гидравлической и механической ветви.

$$\text{Тогда } N_G = C_G \cdot N_{\text{дв}}; \quad N_M = C_M \cdot N_{\text{дв}}.$$

Из (1) очевидно, что

$$C_G + C_M = 1.$$

Используя эти формулы, а также уже определённые ранее рабочие объёмы гидронасоса  $q_H$  в зависимости от угла поворота шайбы  $\gamma$  и теоретическую производительность  $Q_H^T$  тяговый расчёт II диапазона выполняется в следующем порядке:

2.1. Определяются теоретические переменные значения передаточного числа гидравлической ветви (от двигателя к солнечной шестерне):

$$n_M^{*T} = \frac{Q_H^T}{q_H} \cdot 1000.$$

2.2. Определяются теоретические переменные значения передаточного числа гидравлической ветви (от двигателя к солнечной шестерне)

$$i_G^T = \frac{n_{\text{дв}}}{n_O}.$$

2.3. Определяем коэффициенты циркуляции мощности, по приведённым выше (5) формулам, т.е.:

$$C_G = \frac{1}{1 + K \cdot \frac{|i_G|}{i_M}}; \quad C_M = \frac{1}{1 + \frac{i_M}{K \cdot |i_G|}}$$

2.4. Определяются мощности, передаваемые механической и гидравлической ветвями:

$$N_G^T = N_{\text{дв}} \cdot C_G; \quad N_M^T = N_{\text{дв}} \cdot C_M.$$

2.5. По теоретической мощности насоса определяются теоретические перепады давления, МПа:

$$\Delta p^T = \frac{N_G^T}{Q_H^T} \cdot 33,12.$$

2.6. По таблицам определяются КПД насоса:

$$\eta_{1M}; \eta_{1O} \text{ и } \eta_1 = \eta_{1M} \cdot \eta_{2O}.$$

При этом учитывается, что на первой половине II диапазона гидромашины работают обратимыми, т.е. насос является мотором, а мотор – насосом, и КПД насоса на этом участке определяется по таблице П 14 (см. приложение), в зависимости от давления и угла поворота наклонной шайбы при постоянном числе оборотов  $n_H$ . На второй половине диапазона КПД определяется по таблице П 13 (см. приложение).

2.7. Уточняется перепад давления в гидросистеме с учётом  $\eta_{1M}$ :

$$\Delta p = \Delta p^T + \eta_{1M}.$$

2.8. Уточняются теоретические числа оборотов мотора:

$$n_M^T = n_M^{*T} \cdot \eta_{1O}.$$

2.9. Определяются фактические производительности мотора:

$$Q_M = Q_H^T \cdot \eta_{1O}.$$

2.10. Определяются КПД мотора:

$$\eta_{1M}; \eta_{2O}; \eta_2 = \eta_{1M} \cdot \eta_{2O}.$$

С учетом п 2.6. на первой половине II диапазона КПД определяются по табличным данным КПД насоса (табл. П 13, см. приложение) при  $\gamma = 18^\circ$ , различных числа оборотов  $n_M^T$  и давления  $\Delta p$ . На второй половине - по таблице П 14 (см. приложение).

2.11. Определяются числа оборотов мотора:

$$n_M = n_M^T \cdot \eta_{2O}.$$

2.12. Определяются числа оборотов солнечной шестерни:

$$n_a = n_M \cdot \eta_{4-5}.$$

2.13. Определяются числа оборотов водила:

$$n_e = \frac{n_C \cdot K \mp n_a}{1 + K},$$

где  $n_C = n_{\text{об}} / i_M$ .

Знак «-» относится к первой половине диапазона, знак «+» ко второй половине.

2.14. Определяются числа оборотов звездочки:

$$n_{зв} = \frac{n_6}{i_{КП}}.$$

2.15. Определяются скорости трактора,  $м/с$ :

$$V_T = \frac{\pi \cdot n_{зв}}{30} \cdot r_{зв}.$$

2.16. Определяются потери мощности,

- в механической ветви:

$$\Delta N_M = N_M^T (1 - \eta_{мех}),$$

где  $\eta_{мех} = \eta_{7-8} \cdot \eta_{зл.п} = 0,985 \cdot 0,97 = 0,9555$ .

- в гидравлической ветви:

$$\Delta N_{Г} = \Delta N_{Г}^T (1 - \eta_{гидр})$$

$$\eta_{гидр} = \eta_{ПН} \cdot \eta_{4-5} \cdot \eta_{П.П}^2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{ПЛ.М},$$

где  $\eta_{гидр}$  - КПД гидравлической ветви;

$\eta_{П.П}$  - КПД подшипников гипоидной пары;

$\eta_{ПЛ.М}$  - КПД планетарного механизма.

где  $\sum \Delta N$  - суммарные потери:

$$\sum \Delta N = \Delta N_M + \Delta N_{Г},$$

2.17. Определяются мощности на водиле,  $кВт$ :

$$N_6 = N_{\text{об}} - \sum \Delta N.$$

2.18. Определяются крутящие моменты на звездочке,  $кН \cdot м$ :

$$M_{зв} = 716,2 \cdot \frac{N_6}{n_{зв}} \cdot \eta_{КП} \cdot i_{КП}.$$

2.19. Определяются касательные силы тяги на гусенице,  $кН$ :

$$P_{K1} = \frac{M_{36}}{r_{36}} \cdot \eta_{ГУС}$$

2.20. Определяются крюковые нагрузки,  $кН$  :

$$P_{KP} = 2 \cdot P_{K1} - f \cdot G_T$$

2.21. Определяются передаточные отношения:

- гидравлической ветви:  $i_{Г} = n_{дв} / n_{а}$ ;
- трансмиссии:  $i_{Т} = n_{дв} / n_{36}$ .

2.22. Определяются общие КПД трансмиссии:

$$\eta_{ТП} = \frac{N_6}{N_{дв}} \cdot \eta_{КП}$$

2.23. Аналогично п. 1.18. определяются остальные тяговые показатели. Результаты расчёта сводятся в таблицы П15-П17 и представляются графиками, (см. приложение).

### *Построение теоретической тяговой характеристики лесозаготовительной машины с ОГМТ*

Тяговая характеристика строится по данным тягового расчёта для наглядного представления об энергетическом потенциале лесозаготовительной машины, см. приложение.

Построение теоретической тяговой характеристики ведётся в соответствии с рекомендациями проф. Львова [22] и методическими указаниями [21].

особенностями тяговой характеристики для лесозаготовительной машины с ОГМТ являются:

- построение характеристик для диапазонов полнопоточного и гидромеханического регулирования;
- мощность двигателя является постоянной во всех диапазонах регулирования;
- построение помимо внешней характеристики  $V_{Д} = f(P_{KP})$  изменения давления  $p$  в гидроприводе и КПД трансмиссии.

Пример построения тяговой характеристики приводится в приложении данного пособия.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Основы гидравлики и объёмные гидроприводы: Учеб. для вузов/ К.М. Холин, О. Ф. Никитин. - М.: Машиностроение, 1989. - 262 с.
2. Основы гидравлики и гидропривод: Учеб. пособие/ Ф.М. Долгачёв, В.С. Лейко. - М.: Энергия, 1970. - 213 с.: ил.
3. Гидропривод кузнечно-прессовых машин: Учеб. пособие/ Ю.А. Бочаров, В.Н. Прокофьев. - М.: Высшая школа, 1969. - 246 с.
4. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие/ Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1963. - 673 с.
7. Гидравлика: Учеб. пособие/ П.А. Люкшин, А.С. Демидов. - Рубцовск.: Выбор, 2008. - 134 с.
8. Гидравлика, гидравлические машины, гидравлические приводы: Учеб. пособие/ Т.М. Башта и др.- М.: Машиностроение, 1970. - 504 с.
9. Объёмные гидравлические приводы: Учеб. пособие/ Т.М. Башта, И.З. Зайченко и др. - М.: Машиностроение, 1969. - 627 с.
10. Ситников В.Р. Тракторный гидропривод: Учеб. пособие для вузов, /АГУ – Барнаул.: Изд-во АГУ, 1995.-229с.
11. Гидравлика и аэромашины: Учеб. для вузов/ А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселёв. - М.: Стройиздат, 1975. - 327 с.: ил.
12. Гидравлика: Учеб. для вузов/ Р.Р. Чугаев. - Л.: Энергия, 1970.689 с.: ил.
13. Гидравлика и гидравлические машины: Учеб. пособие/А.А. Угинчус.- Харьков.: Наука, 1970. - 395 с.: ил.
14. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: Учеб. пособие/ Под ред. И.И. Куколевского, Л.Г. Подвидза. - М.: Машиностроение, 1981.- 461 с.
15. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов/ Л.Г. Лойцянский. - М.: Физматгиз, 1972.- 904 с.
16. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие/ Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1971. - 671 с.
17. Гидродинамические передачи: Учеб. пособие/ Д.Я. Алексапольский. 10-е изд., перераб. и доп.-М.: Машгиз., 1963. - 523 с.: ил.
18. Трактор трелевочный ТТ-4МГ. Дополнение к техническому описанию и инструкции по эксплуатации трактора ТТ-4 (задание № 74-80)- Рубцовск: СКБ ПО АТЗ, 1980-210 с.
19. Комплексный гидропривод гусеничного гусеничного трелевочного трактора./И.А.Мельников и др.// ЭИ. Серия 1. Тракторы и двигатели/ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш.-1984-№ 5- с. 12-18
20. Тракторы: Теория/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. М.: Машиностроение, 1988.-376 с.
21. В.Р. Ситников; В.И. Мейнцер. Расчет тяговых характеристик лесозаготовительных машин с применением САПР. Методические указания к дипломному и курсовому проектированию по курсу "Теория трактора" для студентов дневного, вечернего и заочного отделений- Барнаул:Б.И.,1991. 39с.
22. Львов Е.Д. Теория трактора. М.: Машгиз, 1960.-112с.
23. Площаднов А.Н., Ситников В.Р., Мейнцер В.Н., и др./ Расчет тяговых

характеристик лесозаготовительных машин с объемной гидромеханической трансмиссией с применением САПР: Методические указания к дипломному и курсовому проектированию по курсу «Теория трактора» для студентов дневного, вечернего и заочного отделений/ Алт. политехн. ин-т им. И.И. Ползунова.-Барнаул: Б.и., 1989.-39с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### 1. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИКЕ

Коэффициенты для обычных водопроводных труб, рассчитанных  
по формулам академика Павловского Н.Н. (при  $n=0,012$ )      Таблица П 1

$d, м$	$C$	$\lambda$	$a$	$K, м^3/сек^2$	$b$
0,050	44,79	0,0391	0,00323	0,00987	10340,0
0,075	47,45	0,0349	0,00288	0,0287	1214,0
0,100	49,46	0,0321	0,00265	0,0614	265,0
0,125	51,07	0,0301	0,00249	0,111	81,60
0,150	52,42	0,0286	0,00236	0,179	31,18
0,200	54,62	0,0263	0,00217	0,384	6,78
0,250	56,40	0,0247	0,00204	0,692	2,11
0,300	57,90	0,0234	0,00193	1,121	0,794
0,350	59,18	0,0224	0,00185	1,684	0,354
0,400	60,31	0,0216	0,00178	2,397	0,174
0,450	61,35	0,0209	0,00172	4,259	0,0932
0,500	62,28	0,0202	0,00167	4,324	0,0532
0,600	63,91	0,0192	0,00159	6,999	0,0204
0,700	65,32	0,0184	0,00152	10,517	0,00904
0,800	66,58	0,0177	0,00146	14,965	0,00495
0,900	67,70	0,0171	0,00141	20,430	0,00239
1,000	68,72	0,0166	0,00137	26,485	0,00137

Плотность жидкостей при  $20^{\circ}C$ ,  $\rho \left[ \frac{кг}{м^3} \right]$ .

- |                                |         |
|--------------------------------|---------|
| 1. Масло трансформаторное..... | 905-915 |
| 2. Масло турбинное.....        | 938-950 |
| 3. Керосин.....                | 806-838 |
| 4. Бензин.....                 | 694-735 |
| 5. Глицерин.....               | 1280    |
| 6. Ртуть.....                  | 13600   |
| 7. Воздух.....                 | 1,22    |
| 8. Вода.....                   | 1000    |

Кинематический коэффициент вязкости  
жидкостей в зависимости от температуры

Таблица П 2

$t, ^\circ\text{C}$	Вода $\nu \times 10^6 \text{ м}^2/\text{сек}$	Масло МС-20 $\nu \times 10^6 \text{ м}^2/\text{сек}$	Масло трансформаторное $\nu \times 10^6 \text{ м}^2/\text{сек}$
-10	—	—	—
0	1,789	—	70,5
10	1,306	—	37,9
20	1,006	1125	22,5
30	0,805	526	14,7
40	0,659	276	10,3
50	0,556	153	7,58
60	0,478	91,9	5,78
70	0,415	58,4	4,54
80	0,356	39,2	3,66
90	0,326	27,5	3,03
100	0,295	20,3	2,56
110	0,272	15,7	2,20
120	0,252	12,1	1,92
130	0,233	9,61	—
140	0,217	7,50	—
150	0,203	6,50	—
160	0,191	—	—
180	0,173	—	—

Модули упругости жидкостей  $E$ , при  $t=50^\circ\text{C}$ , МПа

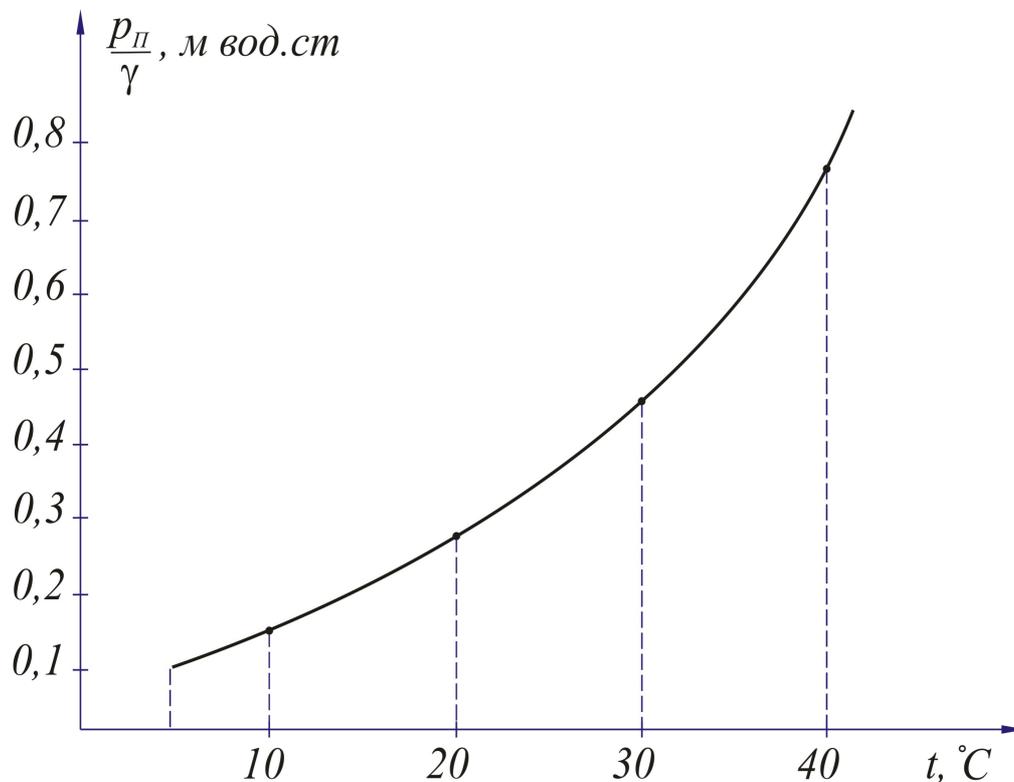
Таблица П 3

Жидкость	Модуль упругости
Вода	2100
Нефть	1300
Керосин	1400
Ртуть	25100
Турбинное масло	1750
Спирт	1000
Глицерин	4150

Модули упругости некоторых твёрдых материалов  $E$ , МПа.

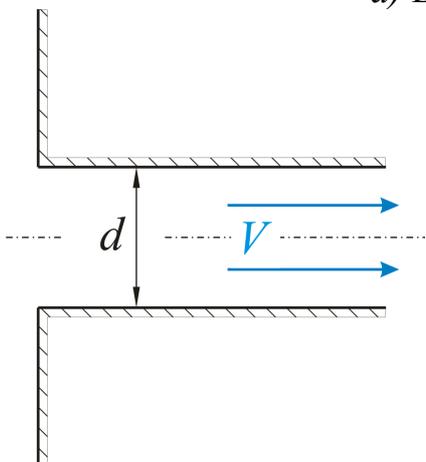
Сталь.....	$(1,85...2,15) \cdot 10^5$ ;
Чугун.....	$(0,7...1,6) \cdot 10^5$ ;
Алюминий.....	$(0,69...0,72) \cdot 10^5$ ;
Дюраль.....	$(0,71...0,75) \cdot 10^5$ ;
Медь.....	$(0,84...1,3) \cdot 10^5$ ;
Латунь.....	$(0,91...1,0) \cdot 10^5$ ;
Бронза.....	$(1,05...1,2) \cdot 10^5$ ;
Цинк.....	$0,84 \cdot 10^5$ ;
Свинец.....	$0,17 \cdot 10^5$ ;
Титан.....	$1,1 \cdot 10^5$ ;
Стекло.....	$0,56 \cdot 10^5$ ;
Лёд.....	$0,1 \cdot 10^5$ ;
Бетон.....	$(0,146...0,232) \cdot 10^5$ ;
Целлулоид.....	$(0,014...0,028) \cdot 10^5$ .

График зависимости давления парообразования от температуры  $\frac{p_{\Pi}}{\gamma} = f(t)$ .



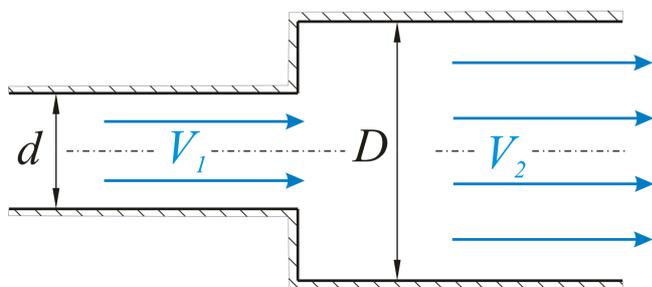
Расчет некоторых местных сопротивлений.

а) Вход в трубу:



$$h_w = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g},$$

где  $\zeta = 0,5$ ;

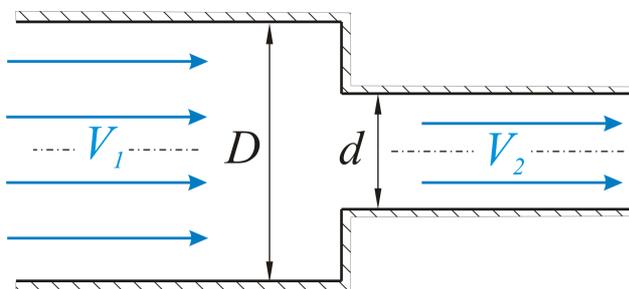


б) Расширение трубопровода:

$$h_w = \zeta \cdot \frac{V_1^2}{2g}.$$

Оценка  $\zeta$  по скорости  $V_1$ :

$$\zeta = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2;$$



в) Сужение трубопровода:

$$h_w = \zeta \cdot \frac{V_2^2}{2g}.$$

Оценка  $\zeta$  по скорости  $V_2$ :

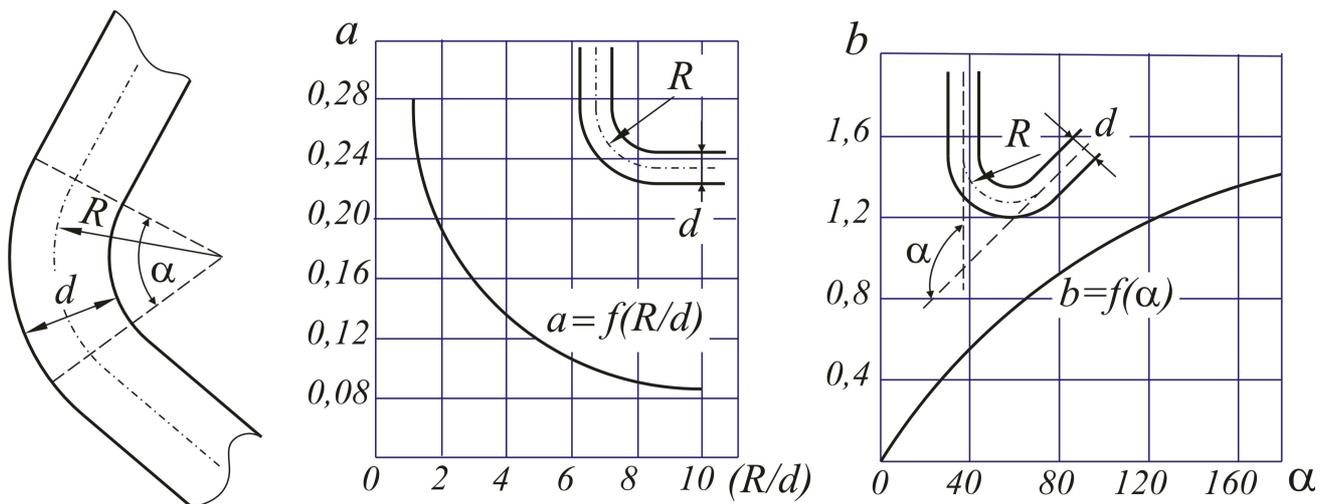
$$\zeta = 0,5 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right];$$

2) Плавный поворот трубы на угол  $\alpha$  для труб круглого сечения.

Оценивают  $\zeta$  как:

$$\zeta_{\text{ЗАК}} = 0,73 \cdot a \cdot b,$$

где  $a = f_1\left(\frac{R}{d}\right)$  и  $b = f_2(\alpha)$  определяются по приводимым графикам в зависимости от радиуса закругления  $R$ , диаметра трубы  $d$  и угла поворота.



Коэффициенты сопротивления закруглений труб при центральном угле поворота  $\alpha = 90^\circ$  приведены в таблице П4.

Значения коэффициентов сопротивлений

Таблица П4

$d$ , мм	50	100	150	200	250	300	350	400
$\zeta_{\text{ЗАК}}$	0,76	0,39	0,37	0,37	0,40	0,45	0,45	0,42
$d$ , мм	450	500	600	700	800	900	1000	
$\zeta_{\text{ЗАК}}$	0,42	0,46	0,47	0,48	0,48	0,49	0,50	

Соотношение между единицами измерения давления.

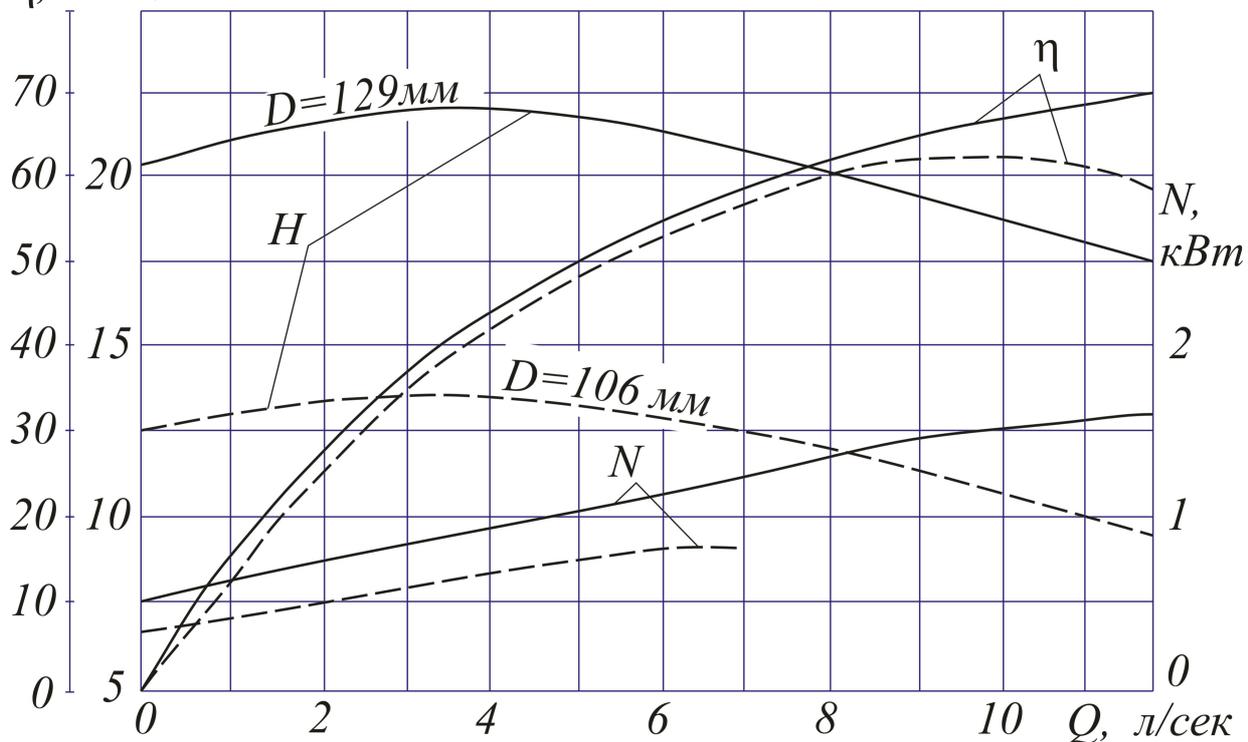
$$\begin{aligned}
 1 \text{ бар} &= 10^5 \left[ \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \text{ или } \text{Па} \right] = 1,01972 \left[ \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \right] = 750,06 [\text{мм рт.ст}] = \\
 &= 1,01972 \cdot 10^4 [\text{мм.вод.ст}] = 14,5 \left[ \frac{\text{фунт}}{\text{дюйм}^2} \right] = 0,987 [\text{физ.ат}].
 \end{aligned}$$



## Характеристики некоторых центробежных насосов

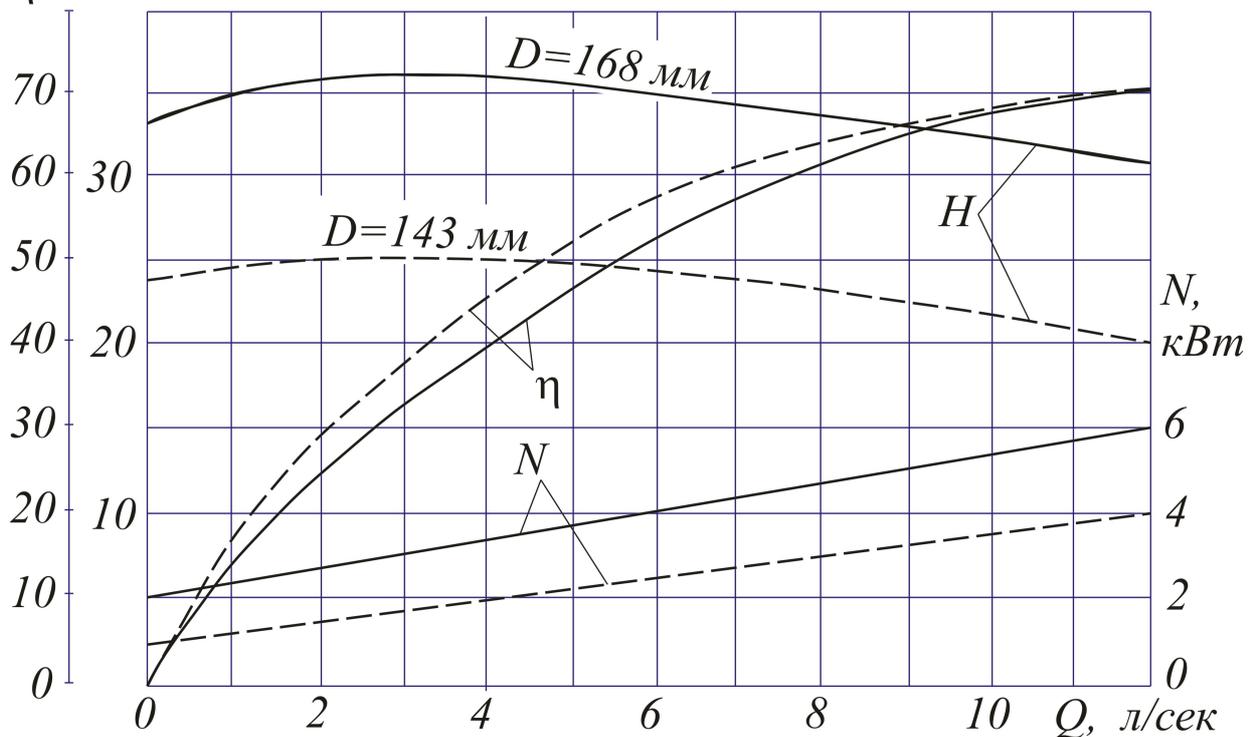
Характеристика центробежного насоса 2К-9,  $n=2900$  [об/мин]

$\eta, \% \quad H, м$

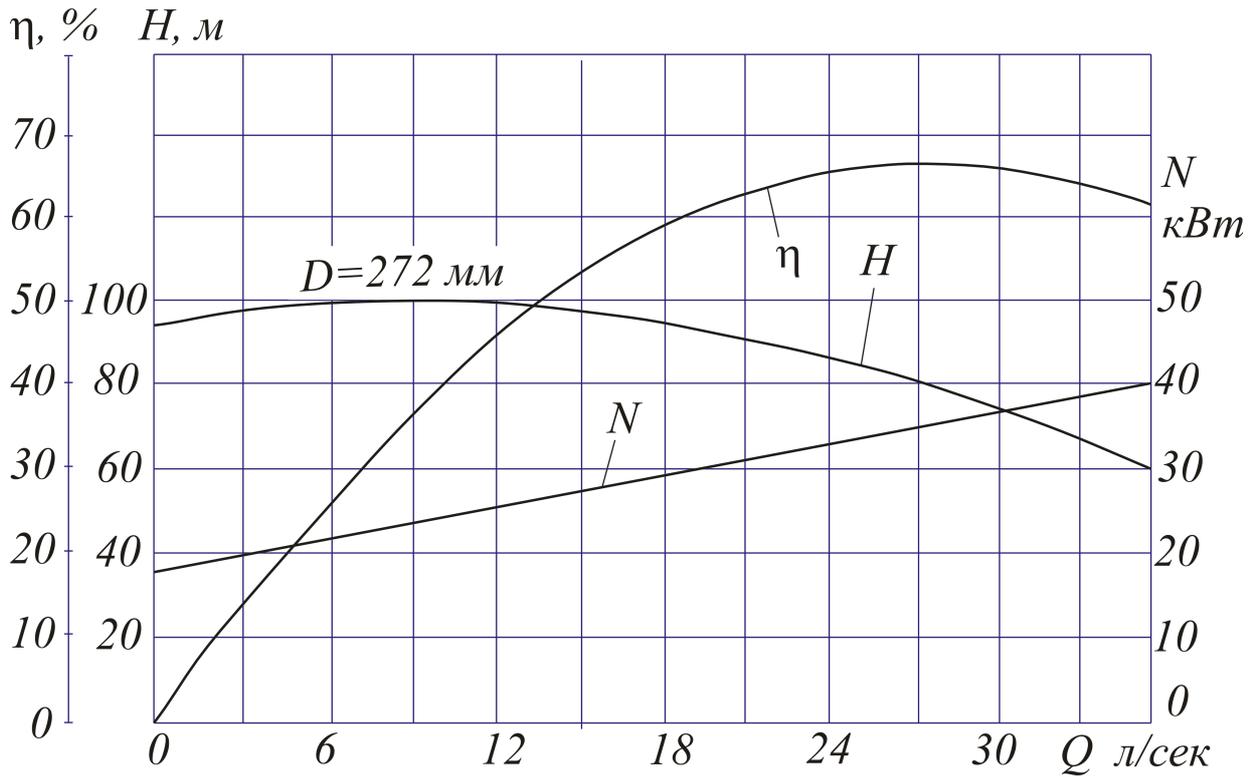


Характеристика центробежного насоса 3К-9,  $n=2900$  [об/мин]

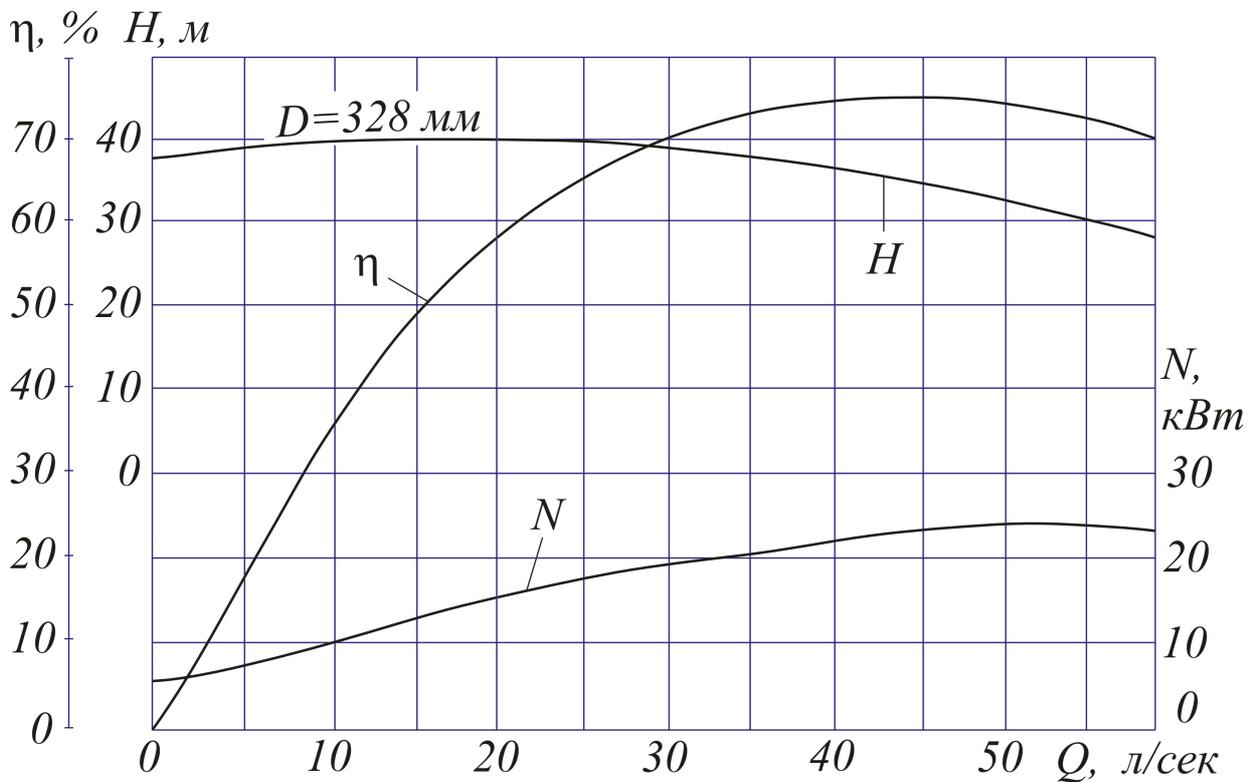
$\eta, \% \quad H, м$



Характеристика центробежного насоса 4К-6,  $n=2900$  [об/мин]

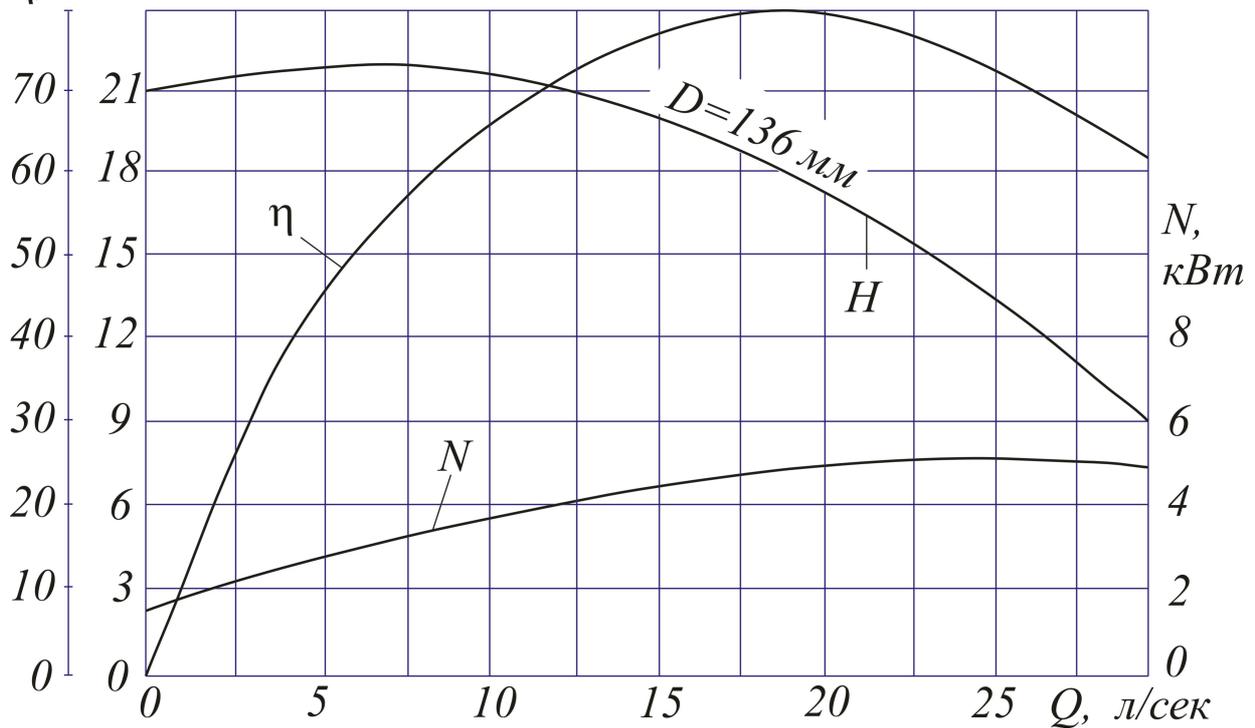


Характеристика центробежного насоса 6К-8,  $n=1450$  [об/мин]



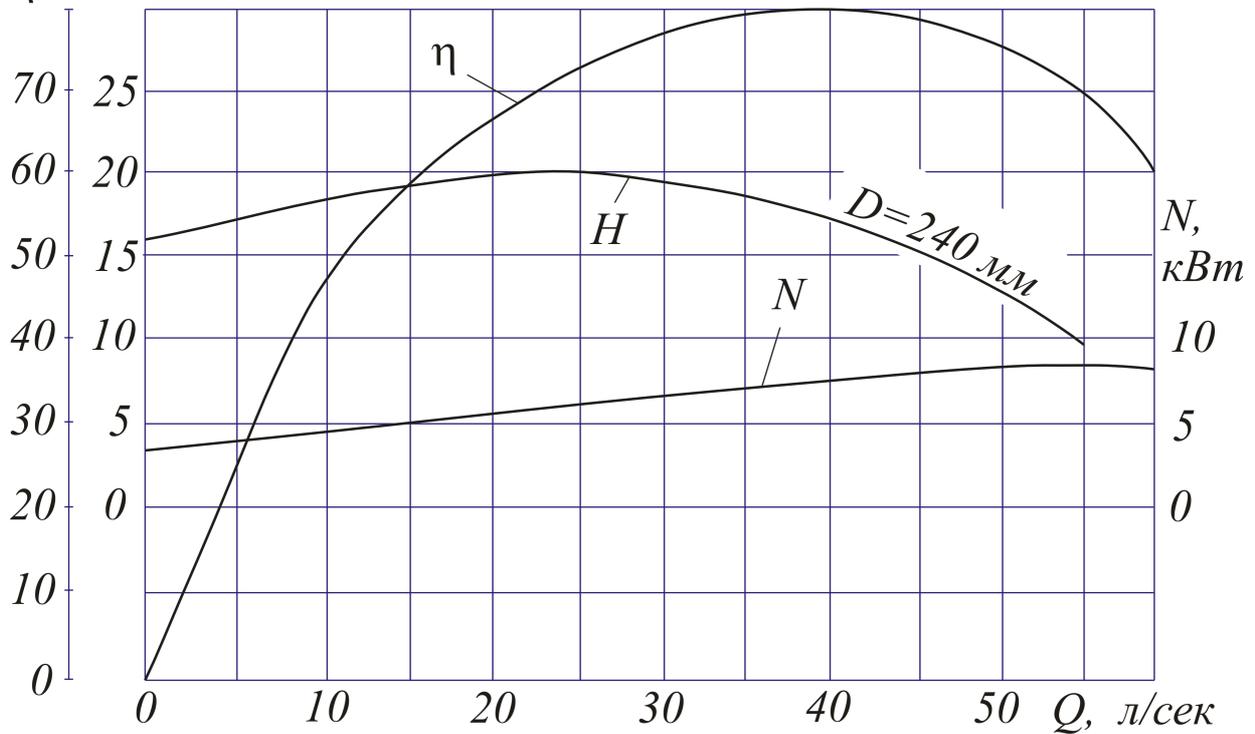
Характеристика центробежного насоса 4К-18,  $n=2900$  [об/мин]

$\eta$ , %  $H$ , м



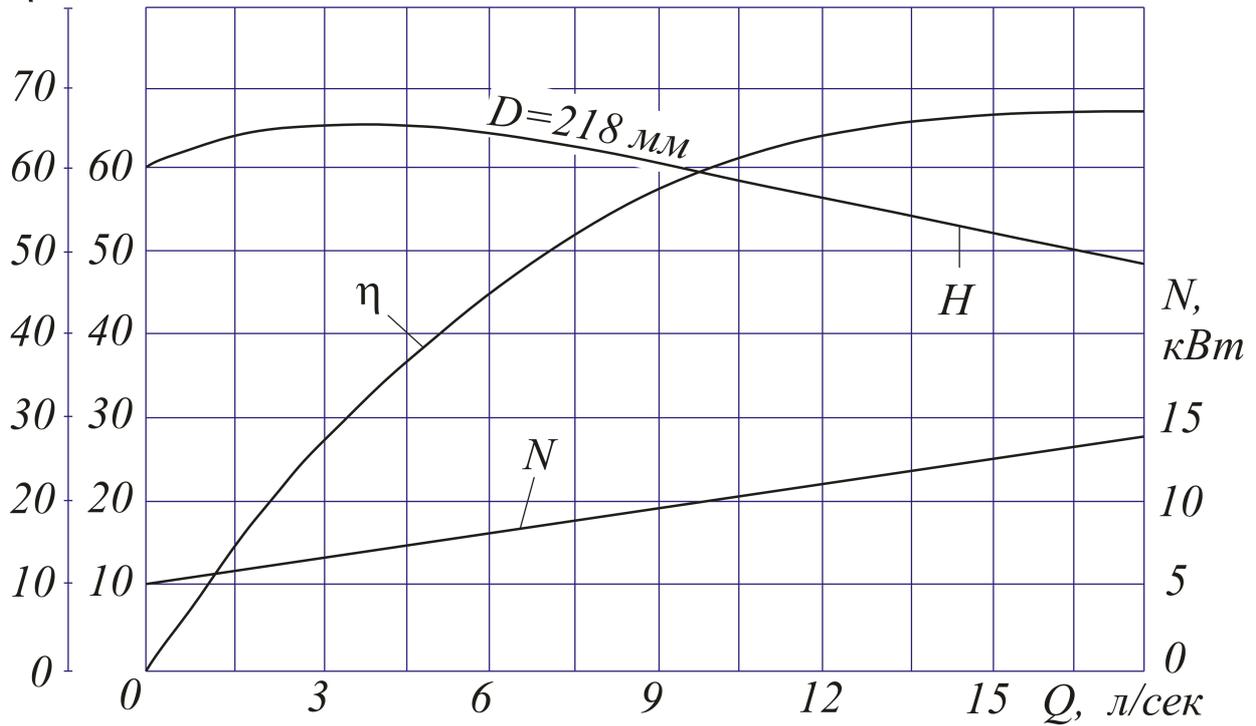
Характеристика центробежного насоса 6К-12,  $n=1450$  [об/мин]

$\eta$ , %  $H$ , м



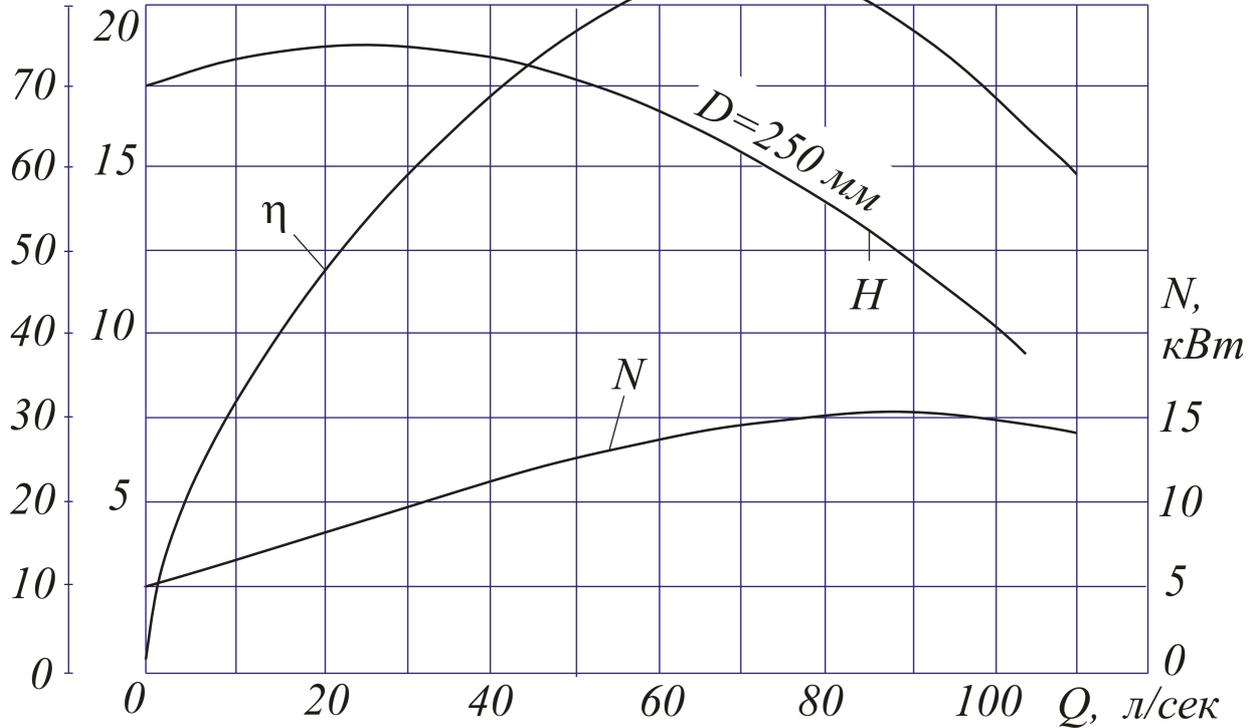
Характеристика центробежного насоса 3К-9Г,  $n=2900$  [об/мин]

$\eta, \%$   $H, м$



Характеристика центробежного насоса 8К-18,  $n=1450$  [об/мин]

$\eta, \%$   $H, м$



## 2. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ПО ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ПЕРЕДАЧАМ И ОБЪЕМНОМУ ГИДРОПРИВОДУ

Основные характеристики специальных масел, применяемых в гидродинамических передачах

Таблица П 5

Наименование и марка масла	Удельный вес при $20^{\circ}C$ , $\gamma_4^{20}$	Кинематическая вязкость при $20^{\circ}C$ , $cSt$	Модуль упругости $\frac{E}{9,8 \cdot 10^6}$ , $H/m^2$	Растворимость воздуха на 1 бар при $20^{\circ}C$	Теплоёмкость при $20^{\circ}C$
Масло АМГ-10, ГОСТ 6794-53	0,85	16,0	133	0,0942	0,4520
Авиационное МК-8, ГОСТ 6457-53	0,885	30,0	135	-	0,4410
Трансформаторное с присадкой ВТИ-1, ГОСТ 982-56	0,887	30,0	135	0,0828	0,4420
Веретённое АУ, ГОСТ 1642-50	0,889	49,0	135	0,0759	0,4425
Турбинное, ГОСТ 32-53	0,894	96,0	135	-	0,4430
Масло для гидропередач легковых автомобилей ГТМ-3	0,90	105,0	135	-	0,4430

Примечания: 1. Удельный вес  $\gamma$  определяется по отношению к воде при  $4^{\circ}C$ .

2.  $1cSt$  (сантистокс) это  $1cm^2/c$ .

Средние значения плотности  $\rho$  и кинематические вязкости некоторых жидкостей

Таблица П 6

Жидкость	Плотность, $kg/m^3$ , при $T, ^{\circ}C$		Кинематическая вязкость, $St$ , при $T, ^{\circ}C$			
	20	50	20	40	60	80
Вода пресная	998	-	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть Баку, легкая	884	-	0,25	-	-	-
Нефть Баку, тяжёлая	924	-	1,4	-	-	-
Бензин авиационный	745	-	0,0073	0,0059	0,0049	-
Керосин Т-1 (очищенный)	808	-	0,025	0,018	0,012	0,010

Жидкость	Плотность, $кг/м^3$ , при $T, ^\circ C$		Кинематическая вязкость, $Ст$ , при $T, ^\circ C$			
	20	50	20	40	60	80
Керосин Т-2 (тракторный)	819	-	0,010	-	-	-
Дизельное топливо	846	-	0,28	0,12	-	-
Глицерин	1245	-	9,7	3,3	0,88	0,38
Ртуть	13550	-	0,0016	0,0014	0,0010	-
Масла: касторовое	960	-	15	3,5	0,88	0,35
трансформа- торное	884	880	0,28	0,13	0,076	0,084
АМГ-10	-	850	0,17	0,11	0,085	0,065
веретённое АУ	-	892	0,48	0,19	0,098	0,059
индустриаль- ное 12	-	883	0,48	0,19	0,098	0,059
то же 20	-	891	0,85	0,33	0,14	0,080
30	-	901	1,8	0,56	0,21	0,11
50	-	910	5,3	1,1	0,38	0,16
турбинное	-	900	0,97	0,38	0,16	0,088
автотракто- рное АКи-10	-	898	5,0	1,1	0,45	0,20

Плотность жидкости при другой температуре, см. табл. П7, можно определить по формуле:

$$\rho_T = \frac{\rho}{1 + \alpha \Delta T},$$

где  $\rho_T$  - плотность жидкости при температуре  $T = T_0 + \Delta T$ ;

$\Delta T$  - изменение температуры;

$T_0$  - температура, при которой плотность жидкости равна  $\rho$ ;

$\alpha$  - коэффициент температурного расширения жидкости (в среднем для минеральных масел можно принять  $\alpha = 7,0 \times 10^{-4} 1/^\circ C$ ).

Зависимость плотности воды от температуры

Таблица П 7

Температура $T, ^\circ C$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

Средние значения модуля продольной упругости жидких и твёрдых тел Таблица П 8

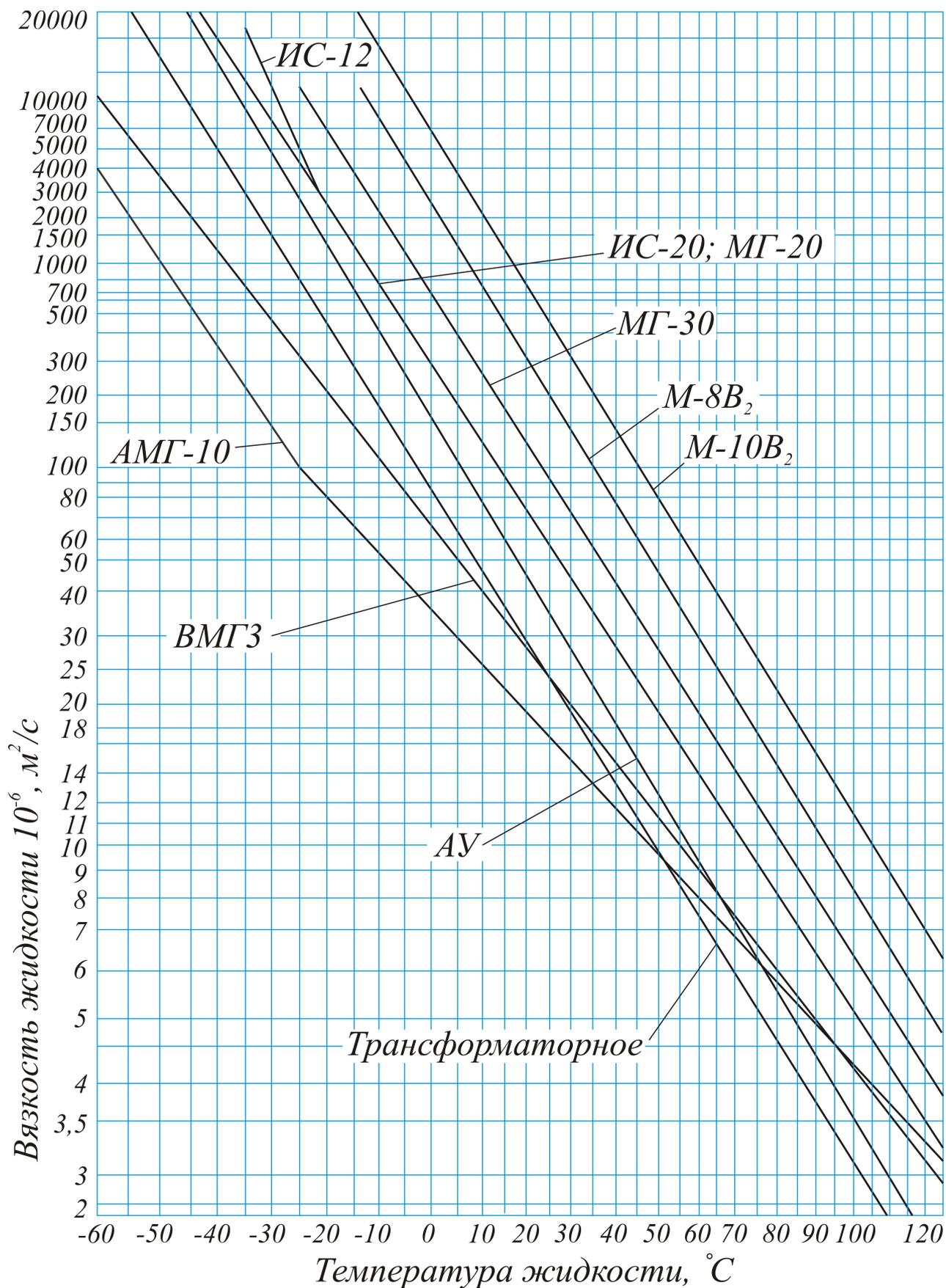
Жидкость	Модуль упругости $E, 10^6 \text{ Па}$	Твердые тела	Модуль упругости $E, 10^6 \text{ Па}$
Вода	2,06	Сталь углеродистая	206
Нефть	1,28	Сталь легированная	216
Керосин	1,37	Чугун серый	152
Спирт	0,98	Чугун белый	134
Масло турбинное 30	1,72	Латунь, бронза	118
Глицерин	4,08	Дюралюминий	70
Ртуть	24,6	Алюминий вальцованный	68

Давление насыщенного пара  $p_{\text{п}}$  воды

Таблица П 9

Температура $T, ^\circ C$	0,0	5,00	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	80,0
Давление, $\text{кПа}$	0,588	0,882	1,18	2,35	4,19	7,29	12,1	19,6	46,0

### Зависимость вязкости рабочей жидкости от температуры



Зацепление шестерен базового варианта ОГМТ ТТ-4МГ

Таблица П 10

	I диапазон		II диапазон	
	Гидравлическая ветвь		Механическая ветвь	
Зацепление венцов муфты переключения	$\frac{17}{16}$		$\frac{17}{14}$	
Рабочие шестерни	$\frac{2}{1} \frac{3}{2} \frac{5}{4} (1+K) \frac{13}{12}$		$\frac{8}{7} \frac{10}{9} \frac{(1+K)}{K} \frac{13}{12}$	

Здесь  $K$  - параметр планетарного редуктора:  $K=11/6$ .

Характеристики шестерен базового варианта ОГМТ ТТ-4МГ

Таблица. П 11

Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
модуль	5	5	5	4,9	4,9	5	6	6	8	8	5	9	9
число зубьев	27	26	20	14	60	21	28	29	14	51	51	13	48

Параметры кривой буксования №В =5  
(число заданных точек кривой буксования)

Таблица П 12

X -коэффициент использования сцепного веса									
0,654	0,710	0,761	0,785	0,845	0,845	0,845	0,845	0,845	0,845
Y -буксование, %									
0,6	0,9	1,6	3,7	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0

Примечание. Данные таблиц П 10-П12 являются исходными к тяговому расчёту трактора с ОГМТ (ТТ-4М).

<i>n</i> , об/мин	<i>p</i> , МПа	Механический КПД насоса SPV-23						
		<i>γ<sub>i</sub></i> , градус						
		1,0	3,0	6,0	9,0	12,0	15,0	18,0
100	4	0,2030	0,4344	0,5945	0,6771	0,7265	0,7579	0,7781
100	7	0,3144	0,5717	0,7184	0,7848	0,8215	0,8433	0,8562
100	14	0,0000	0,6789	0,8019	0,8525	0,8789	0,8936	0,9014
100	21	0,0000	0,0000	0,8343	0,8773	0,8999	0,9118	0,9175
100	28	0,0000	0,0000	0,8514	0,8910	0,9108	0,9211	0,9258
100	35	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
200	4	0,2492	0,4911	0,6483	0,7250	0,7695	0,7972	0,8148
200	7	0,3646	0,6256	0,7617	0,8204	0,8521	0,8707	0,8815
200	14	0,0000	0,7250	0,8347	0,8782	0,9005	0,9128	0,9192
200	21	0,0000	0,7655	0,8622	0,8993	0,9179	0,9277	0,9324
200	28	0,0000	0,8186	0,8966	0,9252	0,9391	0,9463	0,9495
200	35	0,0000	0,0000	0,8856	0,9170	0,9322	0,9400	0,9433
400	4	0,0000	0,5388	0,6909	0,7618	0,8017	0,8259	0,8412
400	7	0,0000	0,6696	0,7951	0,8473	0,8749	0,8907	0,8998
400	14	0,5230	0,7621	0,8600	0,8977	0,9167	0,9270	0,9323
400	21	0,0000	0,7989	0,8841	0,9159	0,9315	0,9398	0,9437
400	28	0,0000	0,8186	0,8966	0,9252	0,9391	0,9463	0,9495
400	35	0,0000	0,8310	0,9043	0,9309	0,9438	0,9502	0,9530
800	4	0,3029	0,5591	0,7087	0,7769	0,8137	0,8348	0,8477
800	7	0,4333	0,6908	0,8108	0,8597	0,8847	0,8984	0,9061
800	14	0,5521	0,7829	0,8739	0,9082	0,9251	0,9339	0,9384
800	21	0,6077	0,8194	0,8971	0,9256	0,9394	0,9464	0,9497
800	28	0,0000	0,8389	0,9092	0,9346	0,9467	0,9528	0,9555
800	35	0,0000	0,8511	0,9166	0,9400	0,9512	0,9566	0,9589
1500	4	0,2737	0,5246	0,6798	0,7513	0,7882	0,8061	0,8147
1500	7	0,4070	0,6677	0,7946	0,8462	0,8715	0,8834	0,8887
1500	14	0,5378	0,7733	0,8678	0,9033	0,9200	0,9278	0,9310
1500	21	0,6024	0,8163	0,8953	0,9241	0,9375	0,9436	0,9460
1500	28	0,6409	0,8396	0,9098	0,9348	0,9464	0,9517	0,9537
1500	35	0,0000	0,8543	0,9186	0,9414	0,9519	0,9567	0,9584
2500	4	0,2128	0,4421	0,6040	0,6026	0,7211	0,7344	0,7347
2500	7	0,3376	0,5991	0,7428	0,8023	0,8301	0,8396	0,8400
2500	14	0,4777	0,7284	0,8378	0,8794	0,8979	0,9045	0,9049
2500	21	0,5543	0,7849	0,8754	0,9085	0,9231	0,9283	0,9288
2500	28	0,6027	0,8168	0,8955	0,9238	0,9362	0,9408	0,9412
2500	35	0,0000	0,8368	0,9081	0,9332	0,9442	0,9484	0,9489
2900	4	0,1930	0,4121	0,5742	0,6547	0,6934	0,7048	0,7015
2900	7	0,3127	0,5715	0,7196	0,7831	0,8117	0,8202	0,8182
2900	14	0,4531	0,7085	0,8238	0,8682	0,8875	0,8934	0,8924
2900	21	0,5329	0,7700	0,8656	0,9008	0,9160	0,9208	0,9202
2900	28	0,5844	0,8049	0,8882	0,9180	0,9309	0,9351	0,9348
2900	35	0,0000	0,8275	0,9023	0,9287	0,9401	0,9439	0,9438

## Топографическая характеристика насоса SPV-23

Таблица П 13 б

<i>n</i> , об/мин	<i>p</i> , МПа	Объёмный КПД насоса SPV-23						
		<i>γ<sub>i</sub></i> , градус						
		1,0	3,0	6,0	9,0	12,0	15,0	18,0
100	4	0,6337	0,8772	0,9381	0,9585	0,9688	0,9750	0,9791
100	7	0,2789	0,7581	0,8782	0,9183	0,9385	0,9507	0,9589
100	14	0,0000	0,3770	0,6868	0,7985	0,8426	0,8741	0,8953
100	21	0,0000	0,0000	0,4171	0,6107	0,7060	0,7668	0,8064
100	28	0,0000	0,0000	0,0983	0,3983	0,5491	0,6402	0,7016
100	35	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
200	4	0,7890	0,9289	0,9639	0,9756	0,9815	0,9851	0,9875
200	7	0,5836	0,8596	0,9288	0,9519	0,9635	0,9705	0,9753
200	14	0,0000	0,6492	0,6226	0,8806	0,9097	0,9274	0,9392
200	21	0,0000	0,3596	0,6769	0,7831	0,8364	0,8687	0,8904
200	28	0,0000	0,0204	0,5065	0,6692	0,7509	0,8004	0,8336
200	35	0,0000	0,0000	0,3093	0,5374	0,6521	0,7215	0,7681
400	4	0,8271	0,9545	0,9767	0,9841	0,9878	0,9901	0,9916
400	7	0,7339	0,9097	0,9537	0,9684	0,9759	0,9803	0,9833
400	14	0,3579	0,7828	0,8892	0,8248	0,9427	0,9535	0,9608
400	21	0,0000	0,6145	0,8040	0,8674	0,8993	0,9186	0,9315
400	28	0,0000	0,4200	0,7058	0,8014	0,8495	0,8785	0,8961
400	35	0,0000	0,1970	0,5933	0,7259	0,7926	0,8329	0,8600
800	4	0,9033	0,9670	0,9829	0,9882	0,9909	0,9925	0,9936
800	7	0,8063	0,9338	0,9657	0,9764	0,9818	0,9850	0,9872
800	14	0,5479	0,8461	0,9207	0,9457	0,9583	0,9659	0,9710
800	21	0,2158	0,7338	0,8635	0,9069	0,9287	0,9419	0,9508
800	28	0,0000	0,6054	0,7982	0,8627	0,8952	0,9148	0,9280
800	35	0,0000	0,4594	0,7242	0,8128	0,8573	0,9842	0,9823
1500	4	0,9202	0,9726	0,9857	0,9901	0,9923	0,9936	0,9945
1500	7	0,8383	0,9445	0,9711	0,9800	0,9844	0,9871	0,9889
1500	14	0,6286	0,8730	0,9341	0,9546	0,9649	0,9711	0,9753
1500	21	0,3629	0,7828	0,8873	0,9231	0,9408	0,9515	0,9587
1500	28	0,0576	0,6795	0,8352	0,8872	0,9134	0,9293	0,9399
1500	35	0,0000	0,5617	0,7752	0,8466	0,8825	0,9042	0,9188
2500	4	0,9280	0,9752	0,9870	0,9909	0,9929	0,9941	0,9949
2500	7	0,8521	0,9490	0,9733	0,9814	0,9855	0,9880	0,9897
2500	14	0,6610	0,8837	0,9395	0,9581	0,9675	0,9732	0,9770
2500	21	0,4243	0,8032	0,8981	0,9299	0,9458	0,9555	0,9620
2500	28	0,1457	0,7088	0,8498	0,8970	0,9207	0,9350	0,9446
2500	35	0,0000	0,6001	0,7943	0,8593	0,8920	0,9117	0,9250
2900	4	0,9278	0,9751	0,9870	0,9909	0,9929	0,9941	0,9949
2900	7	0,8521	0,9490	0,9733	0,9814	0,9855	0,9880	0,9897
2900	14	0,6610	0,8837	0,9395	0,9581	0,9675	0,9732	0,9770
2900	21	0,4177	0,8010	0,8969	0,9291	0,9452	0,9549	0,9615
2900	28	0,1332	0,7045	0,8476	0,8954	0,9195	0,9340	0,9438
2900	35	0,0000	0,5921	0,7903	0,8566	0,8899	0,9100	0,9235

n, об/мин	p, МПа	Механический КПД гидромотора SMV-23						
		$\eta_i$ , градус						
		1,0	3,0	6,0	9,0	12,0	15,0	18,0
100	4	0,0000	0,0000	0,3179	0,5231	0,6235	0,6806	0,7148
100	7	0,0000	0,2507	0,6080	0,7257	0,7826	0,8142	0,8320
100	14	0,0000	0,5271	0,7530	0,8270	0,8622	0,8810	0,8906
100	21	0,0000	0,6192	0,8014	0,8608	0,8888	0,9033	0,9101
100	28	0,0209	0,6653	0,8255	0,8777	0,9020	0,9144	0,9199
100	35	0,1010	0,6929	0,8400	0,8878	0,9100	0,9211	0,9257
200	4	0,0000	0,0000	0,4574	0,6208	0,7004	0,7456	0,7727
200	7	0,0000	0,4016	0,6871	0,7811	0,8265	0,8515	0,8656
200	14	0,0000	0,6206	0,8020	0,8613	0,8895	0,9044	0,9121
200	21	0,1044	0,6936	0,8402	0,8881	0,9105	0,9221	0,9275
200	28	0,2103	0,7301	0,8594	0,9014	0,9210	0,9309	0,9353
200	35	0,2738	0,7520	0,8709	0,9095	0,9273	0,9362	0,9399
400	4	0,0000	0,1440	0,5525	0,6874	0,7527	0,7893	0,8112
400	7	0,0000	0,5066	0,7423	0,8198	0,8570	0,8772	0,8887
400	14	0,0881	0,6878	0,8372	0,8861	0,9091	0,9212	0,9274
400	21	0,2636	0,7482	0,8683	0,9081	0,9265	0,9359	0,9403
400	28	0,3514	0,7785	0,8847	0,9192	0,9352	0,9432	0,9468
400	35	0,4041	0,7966	0,8942	0,9258	0,9404	0,9476	0,9507
800	4	0,0000	0,2114	0,5890	0,7126	0,7710	0,8021	0,8964
800	7	0,0000	0,5523	0,7668	0,8368	0,8697	0,8869	0,8964
800	14	0,1829	0,7227	0,8557	0,8989	0,9190	0,9293	0,9344
800	21	0,3545	0,7796	0,8853	0,9197	0,9355	0,9434	0,9470
800	28	0,4373	0,8080	0,9001	0,9300	0,9437	0,9504	0,9534
800	35	0,4869	0,8250	0,9090	0,9362	0,9487	0,9547	0,9572
1500	4	0,0000	0,0936	0,5289	0,6689	0,7313	0,7595	0,7726
1500	7	0,0000	0,5024	0,7414	0,8183	0,8525	0,8679	0,8748
1500	14	0,1407	0,7068	0,8477	0,8929	0,9131	0,9222	0,9259
1500	21	0,3400	0,7749	0,8831	0,9178	0,9333	0,9403	0,9430
1500	28	0,4396	0,8090	0,9008	0,9303	0,9434	0,9493	0,9515
1500	35	0,4994	0,8294	0,9114	0,9377	0,9495	0,9547	0,9566
2500	4	0,0000	0,0000	0,3444	0,5351	0,6132	0,6384	0,6389
2500	7	0,0000	0,3308	0,6524	0,7536	0,7953	0,8090	0,8096
2500	14	0,0000	0,6272	0,8063	0,8629	0,8863	0,8944	0,8949
2500	21	0,1960	0,7260	0,8577	0,8993	0,9167	0,9228	0,9233
2500	28	0,3407	0,7754	0,8833	0,9175	0,9318	0,9370	0,9376
2500	35	0,4276	0,8050	0,8987	0,9284	0,9410	0,9456	0,9461
2900	4	0,0000	0,0000	0,2586	0,4726	0,5578	0,5811	0,5746
2900	7	0,0000	0,0000	0,6103	0,7230	0,7681	0,7808	0,7778
2900	14	0,0000	0,0000	0,7862	0,8481	0,8732	0,8807	0,8794
2900	21	0,0000	0,0000	0,8448	0,8899	0,9082	0,9140	0,9133
2900	28	0,0000	0,0000	0,8741	0,9107	0,9258	0,9306	0,9303
2900	35	0,0000	0,0000	0,8917	0,9232	0,9363	0,9406	0,9404
3600	4	0,0000	0,0000	0,0790	0,3416	0,4417	0,0000	0,0000
3600	7	0,0000	0,0000	0,5217	0,6583	0,7107	0,0000	0,0000
3600	14	0,0000	0,0000	0,7430	0,8166	0,8452	0,0000	0,0000
3600	21	0,0000	0,0000	0,8168	0,8694	0,8900	0,0000	0,0000
3600	28	0,0000	0,0000	0,8537	0,8958	0,9124	0,0000	0,0000
3600	35	0,0000	0,0000	0,8758	0,9116	0,9259	0,0000	0,0000

n, об/мин	p, МПа	Объемный КПД гидромотора SMV-23						
		$\eta_i$ , градус						
		1,0	3,0	6,0	9,0	12,0	15,0	18,0
100	4	0,0000	0,0000	0,9439	0,9625	0,9721	0,9780	0,9820
100	7	0,0000	0,8078	0,8952	0,9287	0,9465	0,9575	0,9651
100	14	0,0000	0,6182	0,7668	0,8334	0,8714	0,8961	0,9134
100	21	0,0000	0,4635	0,6368	0,7271	0,7828	0,8207	0,8483
100	28	0,1503	0,3559	0,5294	0,6311	0,6981	0,7459	0,7819
100	35	0,1092	0,2795	0,4419	0,5464	0,6196	0,6739	0,7161
200	4	0,0000	0,0000	0,9675	0,9786	0,9843	0,9877	0,9901
200	7	0,0000	0,8799	0,9376	0,9586	0,9694	0,9761	0,9806
200	14	0,0000	0,7432	0,8558	0,9010	0,9255	0,9409	0,9516
200	21	0,3293	0,6095	0,7624	0,8310	0,8701	0,8955	0,9134
200	28	0,2379	0,5021	0,6753	0,7612	0,8126	0,8471	0,8719
200	35	0,1770	0,4152	0,5953	0,6929	0,7543	0,7967	0,8279
400	4	0,0000	0,9585	0,9796	0,9868	0,9904	0,9926	0,9941
400	7	0,0000	0,9205	0,9601	0,9740	0,9812	0,9855	0,9885
400	14	0,5925	0,8244	0,9073	0,9383	0,9546	0,9646	0,9715
400	21	0,4402	0,7216	0,8443	0,8937	0,9205	0,9374	0,9490
400	28	0,3327	0,6281	0,7803	0,8463	0,8834	0,9072	0,9238
400	35	0,2537	0,5437	0,7164	0,7970	0,8437	0,8743	0,8961
800	4	0,0000	0,9701	0,9856	0,9908	0,9934	0,9951	0,9961
800	7	0,0000	0,9413	0,9713	0,9817	0,9869	0,9901	0,9923
800	14	0,6677	0,8697	0,9341	0,9571	0,9690	0,9763	0,9812
800	21	0,5224	0,7896	0,8889	0,9263	0,9461	0,9583	0,9667
800	28	0,4082	0,7108	0,8409	0,8926	0,9205	0,9380	0,9501
800	35	0,3169	0,6341	0,7905	0,8562	0,8924	0,9154	0,9314
1500	4	0,0000	0,9754	0,9883	0,9926	0,9948	0,9961	0,9970
1500	7	0,0000	0,9509	0,9764	0,9851	0,9895	0,9922	0,9940
1500	14	0,7055	0,8905	0,9459	0,9653	0,9753	0,9813	0,9854
1500	21	0,5659	0,8213	0,9086	0,9405	0,9570	0,9672	0,9741
1500	28	0,4489	0,7503	0,8679	0,9126	0,9363	0,9509	0,9610
1500	35	0,3510	0,6780	0,8237	0,8818	0,9129	0,9325	0,9459
2500	4	0,0000	0,0000	0,9895	0,9935	0,9954	0,9966	0,9975
2500	7	0,0000	0,9553	0,9787	0,9866	0,9907	0,9931	0,9947
2500	14	0,0000	0,9009	0,9514	0,9691	0,9781	0,9836	0,9873
2500	21	0,5861	0,8353	0,9171	0,9465	0,9616	0,9709	0,9773
2500	28	0,4673	0,7672	0,8790	0,9208	0,9426	0,9562	0,9654
2500	35	0,3657	0,6961	0,8369	0,8917	0,9209	0,9390	0,9515
2900	4	0,0000	0,0000	0,9895	0,9935	0,9955	0,9967	0,9975
2900	7	0,0000	0,0000	0,9786	0,9866	0,9906	0,9931	0,9947
2900	14	0,0000	0,0000	0,9511	0,9689	0,9780	0,9835	0,9873
2900	21	0,0000	0,0000	0,9173	0,9465	0,9616	0,9709	0,9772
2900	28	0,0000	0,0000	0,8801	0,9210	0,9426	0,9560	0,9652
2900	35	0,0000	0,0000	0,8397	0,8925	0,9210	0,9388	0,9512
3600	4	0,0000	0,0000	0,9898	0,9937	0,9956	0,0000	0,0000
3600	7	0,0000	0,0000	0,9791	0,9869	0,9909	0,0000	0,0000
3600	14	0,0000	0,0000	0,9519	0,9694	0,9784	0,0000	0,0000
3600	21	0,0000	0,0000	0,9178	0,9468	0,9618	0,0000	0,0000
3600	28	0,0000	0,0000	0,8797	0,9207	0,9424	0,0000	0,0000
3600	35	0,0000	0,0000	0,8379	0,8912	0,9199	0,0000	0,0000

Тяговые показатели трактора ТТ-4МГ с ОГМТ  
на первом диапазоне, вариант базовый; фон – глинистый трек.

Таблица П 15

Угол наклона люльки	Перепад давления в насосе	Обороты звездочки	Момент на звездочке	КПД трансмиссии	КПД гидромашин	Тяговое усилие	Теоретическая скорость	Буксование	Действительная скорость	Тяговая мощность	Тяг. уд. расход топлива	Тяговый КПД
<i>градус</i>	<i>МПа</i>	<i>мин<sup>-1</sup></i>	<i>кН*м</i>			<i>кН</i>	<i>м/с</i>	<i>%</i>	<i>м/с</i>	<i>кВт</i>	<i>кг/кВт/час</i>	
1,00	35,00	0,47	46,11	0,023	0,174	155,6	0,01	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
2,00	35,00	1,39	46,71	0,070	0,273	157,8	0,04	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
3,00	35,00	2,60	47,31	0,142	0,386	160,0	0,08	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
4,00	35,00	4,53	47,70	0,232	0,487	161,5	0,12	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
5,00	35,00	6,39	47,92	0,329	0,566	161,7	0,18	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
6,00	35,00	8,36	48,07	0,432	0,630	161,7	0,23	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
7,00	35,00	10,28	48,18	0,532	0,673	161,7	0,28	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
8,00	35,00	12,17	43,24	0,630	0,702	161,7	0,33	100,00	0,00	0,00	#####	0,000
9,00	31,58	14,22	43,48	0,664	0,730	145,9	0,39	79,50	0,08	11,47	2,005	0,120
10,00	28,40	16,58	39,04	0,695	0,765	129,5	0,46	25,95	0,34	42,90	0,536	0,448
11,00	25,78	18,08	35,37	0,717	0,788	115,9	0,52	4,15	0,50	56,59	0,406	0,591
12,00	23,57	21,10	32,25	0,731	0,804	104,4	0,50	0,90	0,58	58,93	0,390	0,616
13,00	21,69	23,31	29,57	0,740	0,814	94,5	0,64	0,59	0,64	59,10	0,389	0,618
14,00	20,06	25,49	27,25	0,746	0,821	86,0	0,70	0,54	0,70	58,82	0,391	0,615
15,00	18,64	27,67	25,22	0,750	0,824	78,5	0,76	0,49	0,76	58,30	0,395	0,609
16,00	17,39	29,87	23,41	0,751	0,826	71,3	0,82	0,45	0,82	57,60	0,399	0,602
17,00	16,27	32,07	21,77	0,75	0,825	65,7	0,88	0,41	0,88	56,65	0,406	0,592
18,00	15,27	34,28	20,28	0,747	0,821	60,2	0,94	0,38	0,94	55,48	0,415	0,580

Примечание: тяговое усилие 16170, обусловлено сцеплением движителя с грунтом

Тяговые показатели трактора ТТ-4МГ с ОГМТ на втором диапазоне,  
(первая половина) вариант базовый; фон – глинистый трек.

Таблица П 16

Угол наклона люльки	Перепад давления в насосе	Обороты звездочки	Момент на звездочке	КПД трансмиссии	КПД гидромашин	Тяговое усилие	Теоретическая скорость	Буксование	Действительная скорость	Тяговая мощность	Тяг. уд. расход топлива	Тяговый КПД
<i>градус</i>	<i>МПа</i>	<i>мин<sup>-1</sup></i>	<i>кН*м</i>			<i>кН</i>	<i>м/с</i>	<i>%</i>	<i>м/с</i>	<i>кВт</i>	<i>кг/кВт/час</i>	
18,00	20,73	29,65	18,44	0,587	0,828	53,4	0,82	0,33	0,81	42,60	0,540	0,445
17,00	19,19	31,51	18,69	0,632	0,828	54,3	0,87	0,34	0,86	46,04	0,500	0,481
16,00	17,86	33,39	18,68	0,670	0,827	54,3	0,92	0,34	0,92	48,75	0,472	0,509
15,00	16,69	35,28	18,49	0,701	0,824	53,6	0,97	0,33	0,97	50,88	0,452	0,532
14,00	15,65	37,17	18,23	0,728	0,820	52,6	1,02	0,33	1,02	52,64	0,437	0,550
13,00	14,71	39,06	17,91	0,751	0,816	51,5	1,07	0,32	1,07	54,06	0,425	0,565
12,00	13,85	40,96	17,55	0,772	0,810	50,1	1,13	0,31	1,12	55,22	0,417	0,577
11,00	13,07	42,86	17,18	0,791	0,803	48,8	1,18	0,30	1,18	56,21	0,409	0,588
10,00	12,34	44,76	16,79	0,807	0,794	47,3	1,23	0,30	1,23	56,98	0,404	0,596
9,00	11,69	46,66	16,41	0,822	0,783	45,9	1,28	0,29	1,28	57,65	0,399	0,603
8,00	11,08	48,57	16,03	0,836	0,771	44,5	1,34	0,28	1,33	58,19	0,395	0,608
7,00	10,41	50,46	15,65	0,848	0,750	43,1	1,39	0,27	1,38	58,53	0,393	0,612
6,00	9,68	52,33	15,27	0,858	0,719	41,7	1,44	0,26	1,44	58,72	0,392	0,614
5,00	8,76	54,14	14,90	0,866	0,670	40,3	1,49	0,25	1,49	58,79	0,391	0,614
4,00	7,70	55,92	14,58	0,875	0,607	39,1	1,54	0,24	1,53	58,93	0,390	0,616
3,00	6,52	57,69	14,30	0,886	0,527	38,1	1,59	0,24	1,58	59,22	0,388	0,619
2,00	5,21	59,50	14,08	0,899	0,422	37,3	1,64	0,23	1,63	59,74	0,385	0,624
1,00	3,77	61,35	13,92	0,917	0,294	36,7	1,69	0,23	1,68	60,66	0,379	0,634

Тяговые показатели трактора ТТ-4МГ с ОГМТ на втором диапазоне (вторая половина), вариант базовый; фон – глинистый трек.

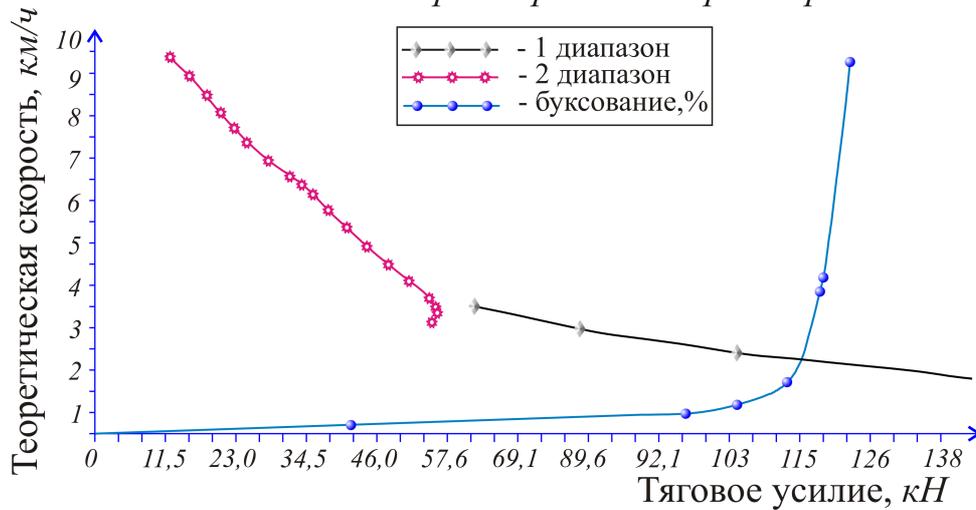
Таблица П 17

Угол наклона люльки	Перепад давления в насосе	Обороты звездочки	Момент на звездочке	КПД трансмиссии	КПД гидромашин	Тяговое усилие	Теоретическая скорость	Буксование	Действительная скорость	Тяговая мощность	Тяг. уд. расход топлива	Тяговый КПД
<i>градус</i>	<i>МПа</i>	<i>мин<sup>-1</sup></i>	<i>кН*м</i>			<i>кН</i>	<i>м/с</i>	<i>%</i>	<i>м/с</i>	<i>кВт</i>	<i>кг/кВт/час</i>	
1,00	5,37	64,93	13,25	0,924	0,399	34,2	1,79	0,21	1,78	59,88	0,384	0,626
2,00	5,74	66,74	12,73	0,913	0,483	32,3	1,84	0,20	1,83	58,10	0,396	0,607
3,00	6,03	68,60	12,28	0,905	0,551	30,6	1,89	0,19	1,88	56,63	0,406	0,592
4,00	6,24	70,52	11,87	0,899	0,605	29,1	1,94	0,18	1,94	55,37	0,415	0,579
5,00	6,38	72,46	11,50	0,895	0,650	27,0	1,99	0,17	1,99	54,25	0,424	0,567
6,00	6,46	74,43	11,16	0,892	0,684	26,5	2,05	0,17	2,04	53,22	0,432	0,556
7,00	6,44	76,39	10,04	0,889	0,705	25,3	2,10	0,16	2,10	52,13	0,441	0,545
8,00	6,39	78,35	10,52	0,885	0,718	24,2	2,15	0,15	2,15	51,01	0,451	0,533
9,00	6,30	80,31	10,21	0,881	0,724	23,0	2,21	0,14	2,21	49,84	0,461	0,521
10,00	6,21	82,29	9,92	0,877	0,729	21,9	2,26	0,14	2,26	48,67	0,473	0,509
11,00	6,10	84,29	9,64	0,872	0,731	20,9	2,32	0,13	2,31	47,46	0,485	0,496
12,00	5,99	86,29	9,36	0,867	0,729	19,9	2,37	0,12	2,37	46,19	0,498	0,483
13,00	5,86	88,31	9,08	0,861	0,724	18,8	2,43	0,12	2,43	44,85	0,513	0,469
14,00	5,73	90,35	8,81	0,855	0,716	17,8	2,48	0,11	2,48	43,44	0,529	0,454
15,00	5,60	92,40	8,54	0,848	0,707	16,9	2,54	0,11	2,54	41,98	0,548	0,439
16,00	5,47	94,48	8,28	0,840	0,697	15,9	2,60	0,10	2,60	40,47	0,568	0,423
17,00	5,34	96,57	8,02	0,832	0,685	14,9	2,66	0,09	2,65	38,88	0,591	0,406
18,00	5,21	98,69	7,77	0,823	0,671	14,0	2,71	0,09	2,71	37,22	0,618	0,389

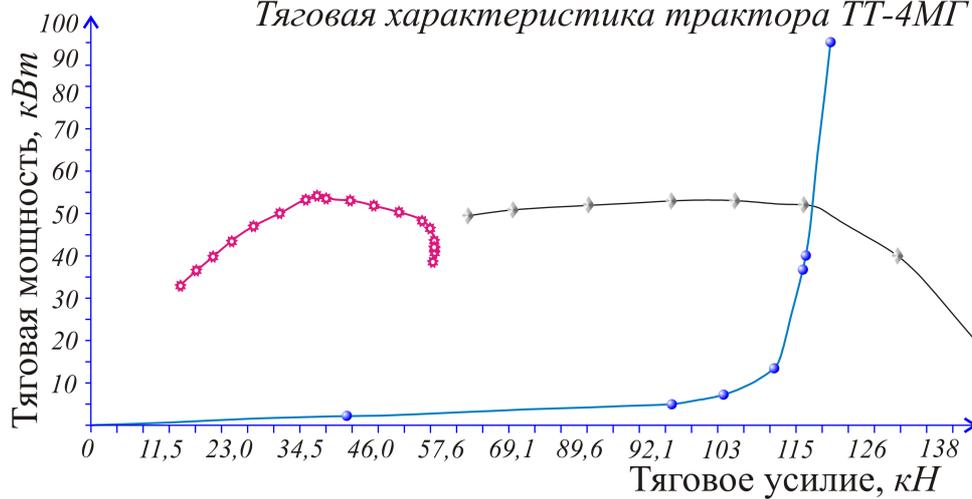
Примечание. Данные таблиц П15 - П17 содержат результаты расчёта тяговой характеристики трактора с ОГМТ (ТТ-4МГ), полученные при помощи ПЭВМ.

Расчетные тяговые характеристики трактора с ОГМТ на глинистом треке

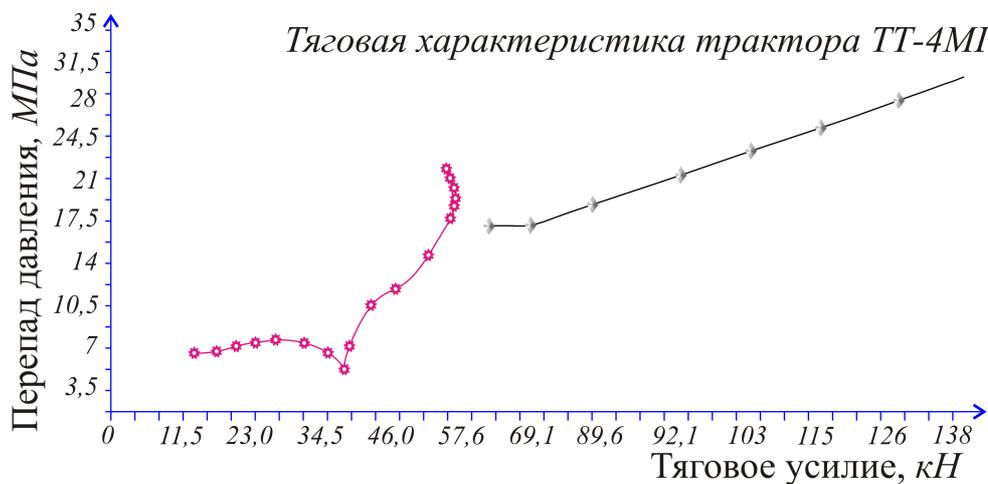
Тяговая характеристика трактора ТТ-4МГ



Тяговая характеристика трактора ТТ-4МГ



Тяговая характеристика трактора ТТ-4МГ



### 3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УЧЕНЫХ, ВНЕСШИХ ВКЛАД В РАЗВИТИЕ ГИДРАВЛИКИ

*Архимед (287 - 212 гг. до н. э.)*



Древнегреческий математик и механик. Родился в Сиракузах (остров Сицилия). Все его научные труды посвящены естествознанию, в самом широком смысле этого слова, т. е. законам физики в окружающем нас мире.

Особое внимание Архимед уделил вычислению площадей и объемов различных фигур и тел. Он доказал, что объемы шара и описанного около него цилиндра относятся как 2:3.

Эта идея, скульптурно означенная на его могиле, послужила ему эпитафией. Архимед с удивительной точностью, что касается окружности, определил число  $\pi$ ,

указав его пределы:

$$3\frac{1}{7} < \pi < 3\frac{10}{17}.$$

Математические идеи Архимеда опередили свое время на много столетий, до Лейбница-Ньютона и дифференциального и интегрального исчислений.

В механике Архимед исследовал распределение нагрузок между опорами балки (одна из основных задач в курсе сопротивления материалов).

Как продолжение этой же работы – решение задачи для рычага. Закон статики для жидкостей и газов, согласно которому на всякое тело, погруженное в жидкость (газ), действует вертикальная поддерживающая сила, равная весу вытесненной жидкости, – открыт и подробно описан Архимедом в двухтомном труде. Закон является основой в теории плавания тел, одинаково справедливой для надводных и подводных кораблей, так же, как для аэростатов и дирижаблей.

Многочисленные изобретения Архимеда использовали в инженерных задачах много веков спустя. Это, в частности, водоподъемная машина, принцип

действия которой соответствует конструкциям корабельных и воздушных винтов.

Прошло более десяти столетий, прежде чем отдельные работы Архимеда были изданы на арабском языке (IX–XI в.в.), а затем и в Европе (XIII век).

Первое издание трудов Архимеда в России – это 1823 год. Имя Архимеда – в одном ряду с величайшими гениями человечества – Леонардо да Винчи, Галилео Галилей, Блез Луи Паскаль, Исаак Ньютон, Ломоносов Михайло Васильевич.

Во время второй Пунической войны Архимед организовал оборону Сиракуз от римских полчищ. Военные машины, предложенные им (катапульты и пр.), вынудили воинственных римлян отказаться от штурма города и перейти к его осаде.

Погиб Архимед при защите родного города – Сиракузы. Успев сказать, по преданию, на него нападавшему: «... не трогай моих чертежей...».

### *Торричелли Эванджелиста (1608 – 1647 гг.)*

Итальянский физик и математик.

Математическим образованием обязан Б. Кастелли, ученику Г. Галилея. Отличное знание математики явилось основанием для решения чисто физических задач – об атмосферном давлении и причинах его изменения (в зависимости от высоты над уровнем моря), «о движении свободно падающих и брошенных тяжелых тел» (1641), а также вопросов оптики, касающихся теории и практики, – от простейших линз до усовершенствования достаточно сложных астрономических приборов.

Известный термин «торричеллева пустота» наполнен в настоящее время современными понятием о воздухе, представляющем не «ничто», а вполне осязаемую и измеряемую физическую реальность.

Изменяющееся атмосферное давление привело Торричелли к необходимости измерения этого давления. Современный барометр – это изобретение Торричелли – позволяющий измерить давление от «нуля», т. е. от абсолютного вакуума.

В гидродинамике вязкой жидкости известна формула о скорости истечения жидкости через отверстия при определенном давлении (высоте) жидкости над отверстием.

Классическим является его вывод о том, что скорость жидкостной струи при этом практически равна скорости падения тела с той же высоты.

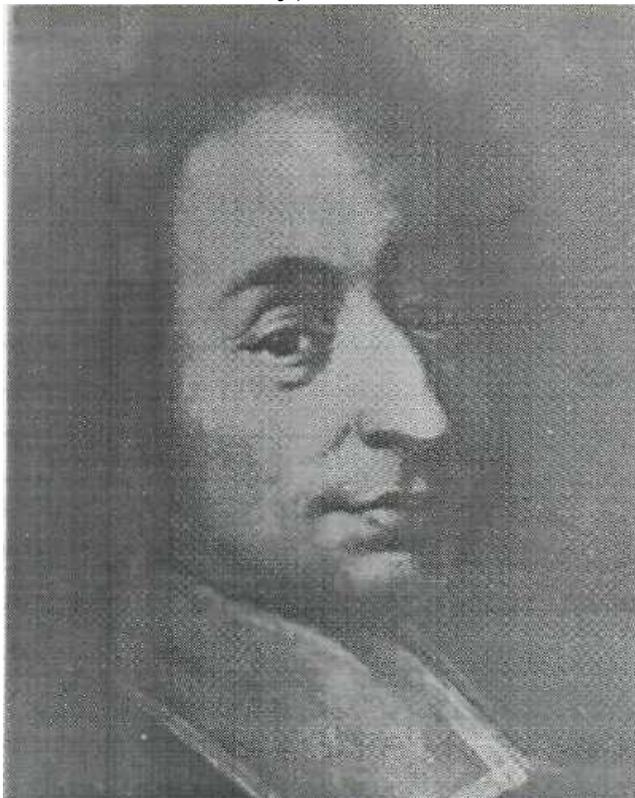
Предложенная Торричелли формула приводится практически во всех современных учебниках физики и гидравлики.

### *Паскаль Блез Луи (1623 - 1662 гг.)*

Французский математик, физик, писатель и философ, большей частью – религиозного направления.

Наибольший вклад за свою короткую жизнь Паскаль Б. внес в области математики.

В далеко не полном списке следует назвать математический трактат «Опыт теории конических сечений» (1639 г., автору - 16 лет), работы по арифметике, теории чисел, алгебре и теории вероятности (опубликованные только в 1665 году) и т. д.



Переписка с П. Ферма, обращение Г. Лейбница к трудам Б. Паскаля – это подтверждение значительности и значимости французского математика.

Известный в курсах физики средней и высшей школы закон гидростатики, согласно которому давление передается в объеме жидкости одинаково по всем направлениям, установлен Паскалем и назван его именем (опубликован в 1663 г.).

Опыты Паскаля (1648) подтвердили идеи Торричелли об атмосферном давлении.

Единицей давления Международной системы СИ (с 1961 г.) является Паскаль – отношение силы в один ньютон на площадь в

один квадратный метр.

Философские воззрения Паскаля Б., заслуживающие тщательного изучения, занимают последние (с 1655 г.) годы его жизни. Примечательно, что «Мысли г. Паскаля о религии и некоторых других предметах» (1669 г.), наиболее полно восстановленные работой над этим текстом уже в 19–20 вв., предвосхищали идеи романтизма, позднее и экзистенциализма.

Паскаль исходит из образа человека и его существования в динамике непрерывного развития, в котором нет ничего постоянного.

Философским идеям Паскаля Б. обязаны классики французской литературы – Ф. Ларошфуко, Ж. Лабрюйер, М. Ла Севинье.

В советских и российских изданиях последних десятилетий, представляющих цитаты от Архимеда до наших дней, – высказывания Блез Луи Паскаля занимают весьма достойное место.

### *Леонардо да Винчи (1452 - 1519 гг.)*

Итальянский живописец, скульптор и архитектор, ученый и инженер.

Заложив основы искусства Высокого Возрождения, предложил новаторские методы в бесчисленных рисунках, набросках и эскизах.

Его способность оживлять лица персонажей едва уловимой улыбкой поражает разнообразием человеческих эмоций, от незаконченной

композиции «Поклонение волхвов» (1481-1482 гг.), до портрета Моны Лизы («Джоконда», 1503 г.), тайна которой и сегодня является бесконечной.

В архитектуре Леонардо да Винчи разрабатывает модели «идеального города», центрально – купольного храма и многое другое, что было отчасти выполнено учениками созданной им «Ломбардской школы».



Леонардо да Винчи был наиболее ярким представителем нового, основанного на эксперименте естествознания, выражая по сути материалистическую точку зрения познания мира.

Механику, в самом широком смысле слова, называл «раем математических наук».

Изучал вопросы трения и скольжения, сопротивления материалов, гидравлику в целом и прикладные гидротехнические сооружения (каналы и ирригационные системы).

В пятнадцатом веке им предложены наброски металлургических печей и станков, ткацких станков, печатных, деревообрабатывающих и

землеройных машин, наконец, подводной лодки и танка.

Вопросы аэродинамики привели ученого к вариантам конструкций летательных аппаратов и парашюта.

Одним из первых им высказана мысль о невозможности создания вечного двигателя первого рода (т. е. чисто механического).

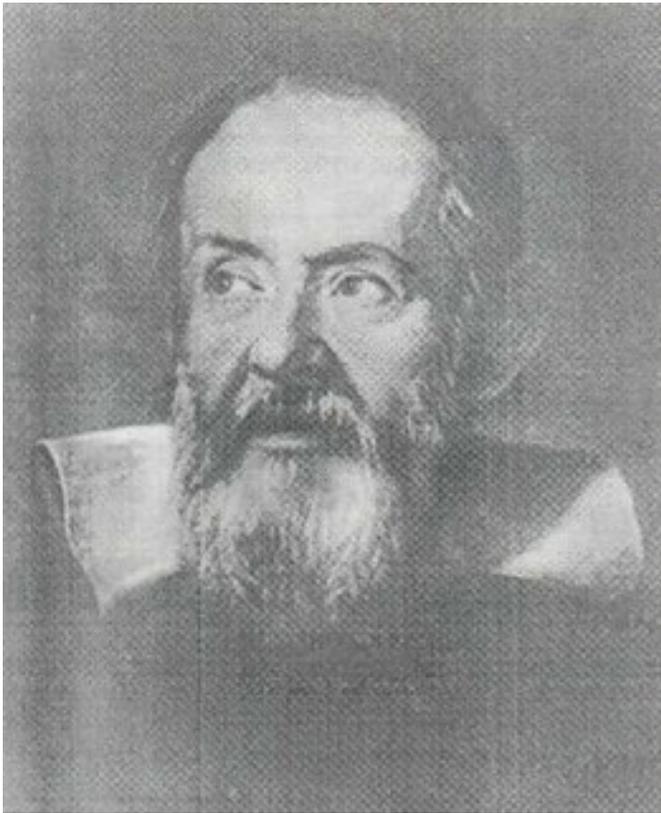
Многие сотни страниц рукописей Леонарда да Винчи (более семи тысяч) получили достойное признание лишь в 17 – 20 веках.

Имя Леонардо да Винчи принадлежит всему человечеству.

### *Галилео Галилей (1564 – 1642 гг.)*

Итальянский физик, механик и астроном эпохи Возрождения.

В 1589 году получил кафедру высшей математики в Пизе. Изучил труды Архимеда, физику Аристотеля, не избежал некоторых ошибочных положений, относящихся, прежде всего, к Аристотелю. Наиболее значительные годы в его творческом наследии 1592 – 1610 гг. К этому периоду относятся его работы в таких областях, как теория машин и механизмов, обоснование общего принципа возможных перемещений, изучение свободного падения тел, а также их движения под углом к горизонту и т.д.



Труды Галилея в астрономии, в которых он, в частности, выступает сторонником взглядов Коперника, посвящены изучению Солнца, Венеры, Сатурна, спутников Юпитера, т.е. утверждению гелиоцентрической системы мира. Фраза Галилея о Земле «А все-таки она вертится!» – стала общеизвестной всему человечеству. Опубликованный в 1612 году доклад о гидростатике «Рассуждение о телах, пребывающих в воде, и тех, которые в ней движутся» развивает закон Архимеда.

Галилей показал, что гидравлическое сопротивление перемещающейся жидкости связано со скоростью ее движения, плотностью и вязкостью.

Это положение является крайне важным для развития гидродинамики и получило достойное развитие в этой науке о движении сплошной среды.

### *Исаак Ньютон (1643 – 1727 гг.)*



Один из немногих долгожителей, которому суждено было думать и творить во славу человечества. Всесторонний ученый – физик, математик, астроном, философ. Законы классической физики – это законы Ньютона.

В астрономии – закон всемирного тяготения.

Зная досконально законы Архимеда по определению площадей и объемов тел, ограниченных криволинейными поверхностями, Ньютон, наряду с Лейбницем, явился основоположником дифференциального и интегрального исчисления.

Само название его фундаментальной работы «Математические начала натуральной философии» (1687 г.) лучше всего освещает широкий круг интересов и

исследований этого гениального англичанина.

В вопросах изучения оптики им описаны опыты по дифракции света, дисперсии (разложению на отдельные цвета) белого света. «Оптика» – таково название его труда в этой области (1704 г.).

Корпускулярная гипотеза света, предложенная Ньютоном гораздо ранее (1672 г. – Новая теория света и цветов), означала, по сути его предвидение одного из основных положений квантовой механики.

Изучая движение сплошной среды (жидкости и газа), Ньютон впервые высказал идеи, воплотившиеся впоследствии в теории подобия (1686 г.), в гидродинамике движения вязких сред (ньютоновских жидкостей).

С его именем связан сегодня основной критерий, определяющий ламинарное или турбулентное движение – критерий Рейнольдса.

Ньютон многократно отмечал, что математика является частью естествознания. Простое перечисление его работ в области математики заслуживало бы безусловного внимания.

Ограничимся, однако, совершенно кратким перечнем имен тех знаменитостей, которые по-разному знали И. Ньютона и обращались к его гениальным трудам: Р. Гук, Л. Эйлер, Лагранж, Гамильтон, Коши, Эйнштейн, Д.Бернулли, М.В. Ломоносов.

Недаром ведь Михайло Васильевич Ломоносов, признавая гениальность Ньютона (Newton), с верой в будущее Отечества нашего, писал о том,

*«... что может собственных Невтонов,  
И быстрых разумом Платонов  
Российская земля рождать...».*

*Даниил И. Бернулли (1700 – 1782 гг.)*

Выдающийся физик и математик. Родился в Голландии. В шестнадцать лет окончил Базельский университет.

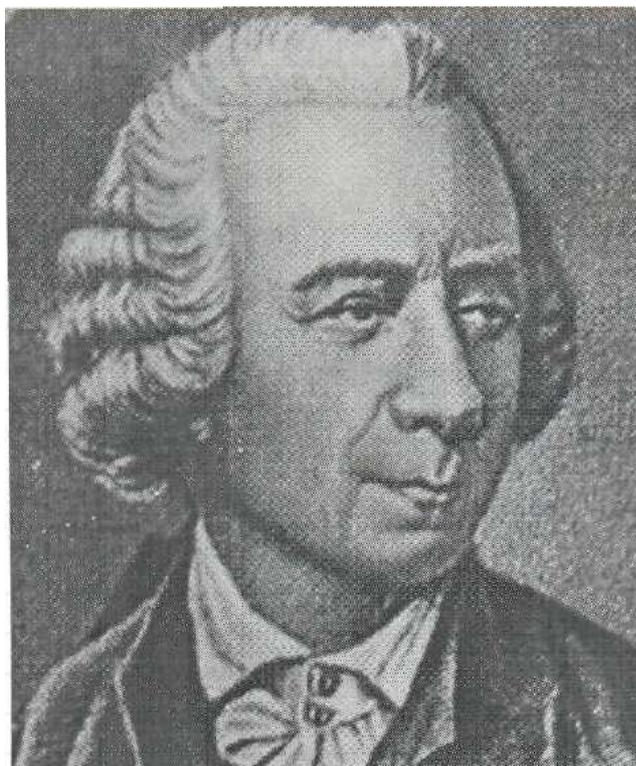
Восемь лет, со дня основания Петром Первым Петербургской Академии наук (1725), жил и работал в Петербурге, вместе с учеными, составившими славу русской науки. Это М.В. Ломоносов, П.Л. Чебышев, А.М. Бутлеров, В.О. Ключевский, Л.П. Эйлер и др.

В 1730 году заведовал кафедрой, по тогдашнему названию, чистой математики. В 1733 году возвратился в Базель, где возглавлял вначале кафедру анатомии и ботаники, а с 1750 г. – кафедру опытной физики.

Основной научный труд – «Гидродинамика», опубликованный в 1738 году, который позволяет считать Д. Бернулли, наряду с Эйлером Л.П., создателем теоретической гидродинамики.

Почетный член Петербургской, Берлинской и Парижской (1748 г.) академии наук, а также Лондонского Королевского общества.

*Леонард Павлович Эйлер (1707 - 1783 гг.)*



Леонард Павлович Эйлер - величайший математик, механик, физик и астроном. Человек широчайших энциклопедических знаний. Родился в Швейцарии. Однако практически всю жизнь посвятил России.

В конце 1726 года был приглашен в Петербургскую Академию наук, где и проработал до последних дней (1783 г.).

Оставаясь действительным членом Петербургской Академии, работал в Берлине (1741- 1766 гг.), где подготовил около трехсот работ, из них несколько крупных монографий. Вместе в семье вернулся в Петербург в 1766 году, теперь уже окончательно.

За семнадцать петербургских лет в списке научных трудов Эйлера Л. П., добавилось около четырехсот новых работ. Эйлер Л. П. принимал активное участие в организационной работе Академии, являясь коллегой Ломоносова М. В. и хорошим другом Д. Бернулли. (все трое являлись действительными членами Петербургской Академии наук).

Наряду с вопросами гидравлики, где и поныне классически - строгими являются дифференциальные уравнения гидростатики и динамики сплошной среды, Эйлер весьма плодотворно работал в области математики.

Его фундаментальным трудам во многом обязаны такие великие математики, как Лаплас, Лагранж, Г. Монж, Лежандр, Гаусс, позднее - О. Каши, М. В. Остроградский, П. Л. Чебышев - и этот ряд можно продолжить и далее.

Помимо Петербургской Академии наук, Эйлер Л. П. является членом Берлинской академии, Лондонского королевского общества и др. Научное наследие великого Эйлера Л. П. - это более 850 работ, когда прошедшие два - три столетия только утверждают их актуальность, необходимость и значимость.

*Михайло Васильевич Ломоносов (1711 - 1765 гг.)*

Родился в деревне Денисово (ныне это село Ломоносово), что близ Холмогор Архангельской губернии. В 1730 году отправился в Москву, где поступил в Славяно-греко-латинскую академию. В 1735 году, в числе наиболее талантливых учеников, зачислен в Академический Университет г. Петербурга. Химии и металлургии учился в Германии (1736-1741 гг.).



В 1745 году стал первым русским, избранным на должность профессора (академика) химии Петербургской Академии наук. 1746 год - это особенная дата, которую многим знать не возбраняется. Ломоносов М. В. читает лекции на русском языке - впервые в университете России, когда сплошь и рядом господствовали латинский, немецкий и прочие нерусские языки.

М. В. Ломоносов - величайший русский ученый - естествоиспытатель, человек энциклопедических знаний, включающих физику, химию, историю. Отдельной строкой следует отметить его вклад в развитие русской литературы, где его многочисленные оды, стихотворения и сочинения утверждают славу русского языка. В. Г.

Белинский называл его «Петром Великим Русской литературы». В 1755 году по его проекту был создан Московский Государственный Университет, носящий и сегодня имя этого великого мужа России. Он был избран почетным членом Шведской Академии наук (1760 г.), Болонской Академии наук (1764 г.).

Поистине - Ломоносов М. В. - эта наша слава и гордость. Это первый российский университет, который является бесконечным и сегодня...

*Козьма Дмитриевич Фролов (1726 - 1800 гг.)*

Русский механик-гидротехник, изобретатель в области горнозаводского дела. Окончил горнозаводскую школу в Екатеринбурге в возрасте 18 лет и до 1758 года работал на Березовских промыслах (Урал), где и заслужил звание штейгера (горного техника), в течение нескольких лет занимаясь совершенствованием машин по добыче золота. Основным местом деятельности Фролова К. Д. стал с 1763 года Змеиногорский рудник на Алтае, где под его руководством был создан целый комплекс гидросиловых устройств, позволявших, в частности, решить вопросы откачки воды из шахт, подъема добываемой руды на поверхность и многие другие. Летом 1766 года Фролов К. Д. весьма успешно способствовал пуску в действие паровой машины Ползунова И. И. Работе на Алтае Фроловым К. Д. отдано более 20 лет жизни горного инженера. В 1790 году Фролов К. Д. начальник Колывано-Воскресенских рудников. В его ведении находились вопросы изыскания новых рудников и шахт и их промышленная эксплуатация. В чине берггауптмана (старшего горного инженера) вышел в отставку в 1798 году, являясь членом Горного Совета вплоть до своей кончины в марте 1800 г. Фролов К. Д. один из первых предложил проект

пожарной машины, столь необходимой для тушения пожаров, в частности, на плавильных (металлургических) производствах (1770 год). Бюст Козьме Дмитриевичу установлен в г. Змеиногорске, как дань уважения нашему талантливому замечательному земляку.

*Николай Павлович Петров (1836 - 1920 гг.)*

Русский ученый и инженер в области железнодорожного транспорта. Почетный член Петербургской Академии наук (1894 г.)

Инженер генерал-лейтенант. Работал на кафедре математики под руководством М. В. Остроградского. С 1871 года - профессор Петербургского технологического института. Изучая трение в вагонных подшипниках, изложил основы гидродинамической теории смазки в своем основном труде «Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости» (1883 г.), за который был удостоен Ломоносовской премии Академии наук (1884 г.). Принимал активное участие в строительстве Транссибирской железнодорожной магистрали (Москва-Владивосток). С 1893 года товарищ министра путей сообщения (первый заместитель).

По инициативе Петрова Н. П. создано Московское инженерное училище ведомства путей сообщения, известное в советское время как Московский институт инженеров транспорта. В настоящее время имя Петрова Н.П. хорошо известно в практической гидродинамике вязкой жидкости и триботехнике.

*Николай Егорович Жуковский (1847 - 1921 гг.)*



Основоположник современной гидро - и аэродинамики.

В 1868 г. окончил физико - математический факультет Московского Университета им. М. В. Ломоносова.

В 1876 году защитил диссертацию на ученую степень магистра по теме «Кинематика жидкого тела». Степень доктора прикладной математики присуждена в 1882 году за его работу «О прочности движения».

Преподавал теоретическую механику и математику в Университете и МВТУ.

В 1902 году при его участии построена одна из первых в Европе аэродинамических труб. Необходимость экспериментальной проверки теоретических вопросов гидроаэродинамики привела Жуковского Н.Е. к

созданию Центрального аэродинамического института (ЦАГИ- 1918 г.).

Занимался основами воздухоплавания, методами аэродинамического прочностного расчета самолетных конструкций, а также баллистикой снарядов в артиллерии и специальными военными вопросами. 1922 год следует считать годом основания военно-воздушной Академии, которой впоследствии присвоено имя Н. Е. Жуковского. Цикл работ Жуковского Н. Е. (с 1890 г.) посвящен теории лопастных машин. Применительно, в первую очередь, к авиации. Названия только нескольких из них, таких как - «О парении птиц» (1891 г.), «К теории летания» (1890 г.), «О наивыгоднейшем угле наклона аэропланов» (1897 г.), «О крылатых пропеллерах» (1898 г.), «О присоединенных вихрях» (1907 г.) и др., в сочетании с работами последних лет, - «Вихревая теория гребного винта» (1912 - 1918 г.), «Динамика аэропланов в элементарном изложении» (1913 - 1916 г.), «Аэродинамический расчет аэропланов» (1917 г.), «Элементарная теория устойчивости аэропланов» (1920 г.) - показывают только вершину айсберга технических задач, над которыми работал Н. Е. Жуковский. Результатом теоретического решения является работа «О гидравлическом ударе в водопроводных трубах», имеющая и поныне прикладное инженерное значение.

В связи со столетием со дня рождения (1947 г.) учреждены ежегодные премии Н. Е. Жуковского в области естественно - математических наук.

#### *Осборн Рейнольдс (1842 - 1912 гг.)*

Английский физик и инженер, член Лондонского королевского общества. Основные работы Рейнольдса посвящены теории динамического подобия при течении вязкой жидкости и режимам движения жидкости (1876-1883 гг.). Определил численные значения комплекса (числа Рейнольдса), определяющие границы для ламинарного и турбулентного течений сплошной среды в цилиндрических трубах. Занимался теорией турбулентности и теорией смазки (в механике). Изучал кавитацию в жидкости и вопросы теплообмена от твердой поверхности к движущейся жидкости.

Основной вклад Рейнольдса - это понятие гидродинамики реальных вязких жидкостей.

#### *Дарси (1803 - 1858 гг.)*

Талантливый инженер - гидравлик Франции. Спроектировал и построил водопровод в своем родном городе Дижоне. По поводу этого инженерного решения была выбита медаль его имени. Известность инженера - гидравлика привела его в 1849 году в Париж, на должность главного инженера гидравлических и мостовых работ.

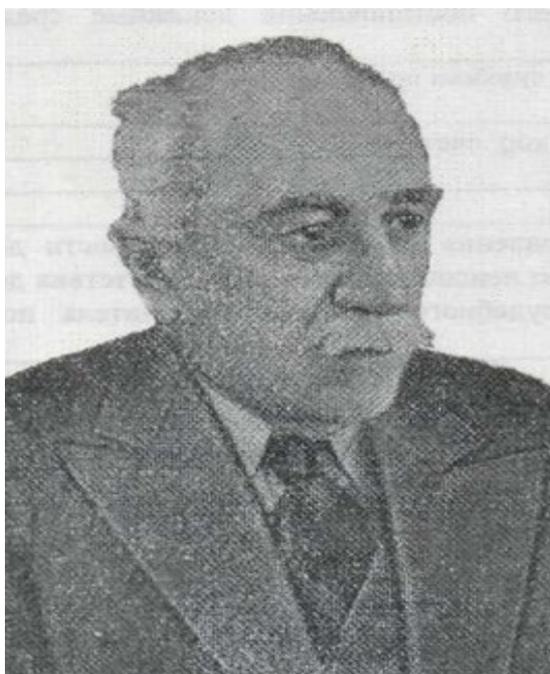
Научные исследования Дарси имели весьма практическое значение. Дарси показал, что шероховатость стенок труб, как и их диаметр, влияют на гидравлическое сопротивление, напрямую связанное с характером движения жидкости (ламинарным или турбулентным). Самая известная формула для ламинарного режима - это формула Дарси - Вейсбаха, утверждающая, что потери

энергии на гидравлическое сопротивление при ламинарном режиме пропорциональны скорости движения жидкости в первой степени.

Несколько последних лет (1850-1858 гг.) Дарси изучал законы движения жидкости в открытых руслах и каналах. Эти опыты также дали весьма важные результаты о влиянии русла и его гидравлического сопротивления на общие характеристики потока - его скорость и расход.

Законы фильтрации жидкости в пористой среде - это отдельная глава в научных изысканиях Дарси. Основные научные труды были опубликованы около 1860 - 1870 гг.

*Георгий Федорович Проскура (1876 - 1958 гг.)*



Видный советский ученый в области гидродинамики и гидромашиностроения. Академик Академии наук УССР (1929 г).

Основные работы посвящены теории пропеллерных водяных турбин и осевых насосов этого типа, а также вопросам кавитации в гидромашинах, теории и конструкции гидромуфт.

Лауреат Государственной премии СССР (1943 г).

Принимал активное участие в проектировании и изготовлении насосов большой производительности для канала им. Москвы (совместно с академиками Вознесенским И. Н. и Куколевским И. И.)

*Сергей Алексеевич Чаплыгин (1869 - 1942 гг.)*

Замечательный русский и советский ученый в области теоретической механики, один из основателей современной гидроаэродинамики. Академик АН СССР (1929 г).

Ученик и соратник Николая Егоровича Жуковского.

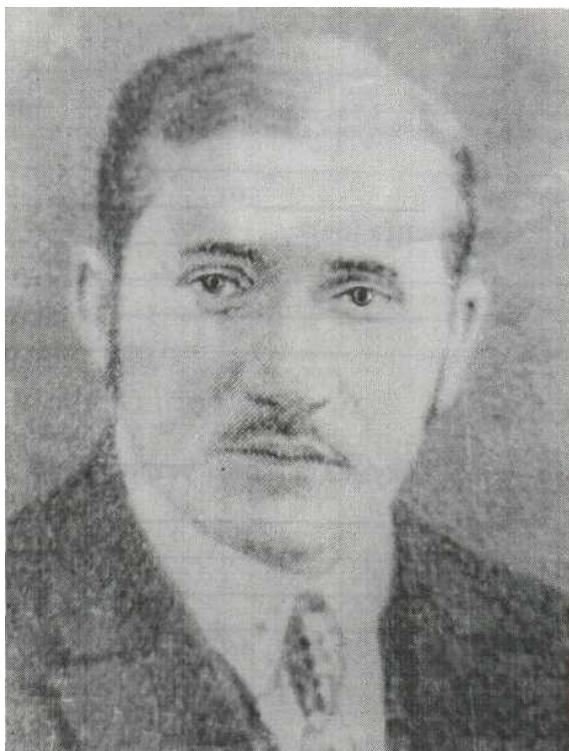
Перу Чаплыгина С. А. принадлежит университетский курс «Механика системы» (части 1, 2, 1905 - 1907 гг.). За теоретические исследования движения твердых тел в вязкой жидкости Чаплыгину С. А. присуждена золотая медаль Петербургской Академии наук (1899 г).

Наиболее полно вопросы газовой аэродинамики для дозвуковых скоростей разработаны им в докторской диссертации «О газовых струях» (1902 г).

Впоследствии, начиная с 1910 года, вопросы теоретической и прикладной аэродинамики оставались в центре внимания этого талантливого ученого. Математикам известны заслуги Чаплыгина С. А. в области приближенного интегрирования дифференциальных уравнений.

В честь Чаплыгина С. А. учреждена премия АН СССР (1942 г.), «За лучшую оригинальную работу по теоретическим исследованиям в области механики».

*Николай Николаевич Павловский (1884 - 1937 гг.)*



Советский ученый, академик, специалист в области гидравлики и гидродинамики.

Окончил Петербургский институт инженеров путей сообщения (1912 г.) С 1919 г. – преподаватель там же, затем в Лесном институте, с 1921 г. – профессор Петроградского политехнического.

В работе Павловского Н.Н. «Теория движения грунтовых вод под гидротехническими сооружениями и ее основные приложения» предложены новые принципы проектирования в гидротехнике и основы теории напорного и безнапорного движения жидкости.

Для расчета фильтрации предложен метод электродинамической аналогии.

При движении жидкости в открытых руслах и каналах им получены формулы

для равномерного движения жидкости.

Как ученый и инженер, Павловский Н.Н. внес весьма значительный вклад в осуществление Ленинского плана ГОЭЛРО для новой России, участвуя в строительстве Волховской, Днепропетровской и Свирской ГЭС.

*Иван Николаевич Вознесенский (1887 - 1946 гг.)*

Видный советский ученый в области практического гидромашиностроения, член-корреспондент Академии наук СССР (1939 г.).

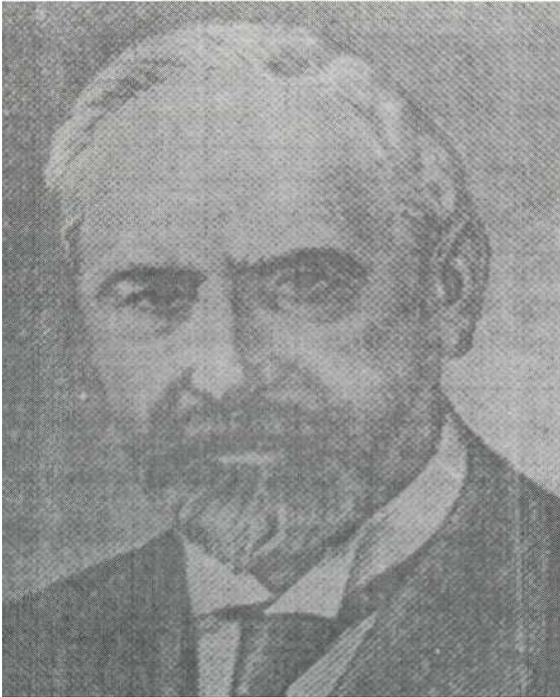
Под руководством Вознесенского И.Н. спроектированы турбины для ряда гидроэлектростанций. Вместе с И.И. Куколевским и Г.Ф. Проскурой разработал насосы пропеллерного типа для канала имени Москвы.

Насосы имели диаметр рабочего колеса - 6 метров, производительность 25 кубических метров в секунду и проработали на шлюзах этого канала более тридцати лет (начало – 1935 г.).

Вознесенским И.Н. внесен значительный вклад в разработку теории и технического решения систем автоматического регулирования паровых турбин и парогенераторов (котлов большой мощности).

Лауреат Государственной премии СССР (1947 г.), награжден орденом Ленина и орденом Трудового Красного Знамени.

*Людви́г Прандтль (1875 - 1953 гг.)*



Немецкий ученый в области механики и экспериментальной аэродинамики. Директор института гидроаэродинамики в Геттингене с 1925 по 1947 гг. Им введено понятие о пограничном слое при движении сплошной среды около твердого

тела, объясняющее многие вопросы гидравлического сопротивления. Изучал движение жидкости в трубах и закономерности перехода от ламинарного течения к турбулентному. В прикладной гидравлике известна трубка Пито - Прандтля, позволяющая измерить статическое (пьезометрическое) и полное давление жидкости или газа в одном простом приборе. Числом (или критерием) Прандтля названа одна из

*Алексе́й Николаевич Кры́лов (1863 - 1945 гг.)*



Советский кораблестроитель, механик и математик. Академик АН СССР. Герой Социалистического Труда (1943 г.). В 1884 году окончил Морское училище, а в 1890 году – Морскую академию в Петербурге. С 1890 г. почти полвека преподавал в вузах Петербурга, в том числе и в Морской академии, создав целый ряд оригинальных учебных курсов, имеющих большое научное и практическое значение.

Участвовал в проектировании и постройке первой серии русских линкоров, решив ряд технических задач, которые впоследствии нашли заметное применение в практике кораблестроения.

Особое значение имеют научные работы Крылова А.Н., посвященные устойчивости и плавучести корабля, а также его непотопляемости.

В 1938 - 1940 гг. опубликован ряд работ, рассматривающих теорию

девиации магнитного компаса, а также гироскопического компаса.

Определенную ценность имеют труды Крылова А.Н. о наследии классиков физики и математики – об Архимеде, Ньюtone, Эйлере, Гауссе и отличные очерки о жизни и деятельности еще целого ряда ученых.

*Александр Александрович Саблуков (1783 - 1857 гг.)*

Русский изобретатель и ученый, генерал-лейтенант. В 1832-1838 гг. изобрел и построил центробежные вентилятор и насос. Лопастные машины этого типа весьма успешно использовались на заводах, на морских судах и рудниках. Центробежный насос использовал как основу при проектировании судового движителя. Как инженер-механик, занимался проектированием артиллерийских снарядов различного типа и мин, а также оптическим прицелом для военного назначения.

Люкшин Павел Александрович  
Демидов Александр Станиславович  
Площаднов Александр Николаевич

## ГИДРАВЛИКА И ОСНОВЫ ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие для студентов всех форм обучения специальностей 190201.65 «Автомобиле- и тракторостроение», 190206.65 «Сельскохозяйственные машины и оборудование», 190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство»

Редактор Е.Ф. Изотова  
Подготовка оригинала-макета А.С. Демидов

Подписано к печати 16.06.09. Формат 60X84 1/16  
Усл. печ. л. 11,87. Тираж 100 экз. Зак.09-739. Рег № 51

Отпечатано в типографии ООО Фирма «Выбор»  
658213, Рубцовск, Ленина, 41