

## Основное энергетическое оборудование. Белаш Иван Тригорович

Гидромашиной наз-ся такое устройство, где гидравлическая энергия превращается в механическую и наоборот.



$E_1 > E_2$  - гидравлический двигатель гидротурбина  
 $E_2 > E_1$  - насос  
 $E_1 \approx E_2$  - гидротрансформатор и гидромурфта

$$E_1 = z_1 \cdot g + \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} \quad \text{— удельная энергия на входе}$$

$z$  - один из уровней поверхности воды

$$E_2 = z_2 \cdot g + \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \quad \text{— удельная энергия на выходе}$$

$$E = E_1 - E_2 = H \cdot g ; H = \frac{E}{g}$$

располагаемая энергия

$$H = \frac{E}{g} = (z_1 - z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

энергия  
потенциала

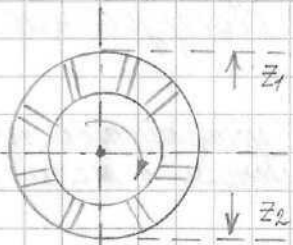
Расположительный напор турбины

Энергетическая классификация гидравлических машин.

### Гидравлические машины.

1) Если машина работает только за счет энергии положения ( $z_1 - z_2$ ) - черпаковые машины!

- а) двигатели (вертикальное водяное колесо)
- б) насосы (шпингаловые колеса)

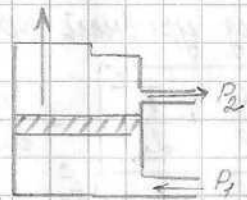
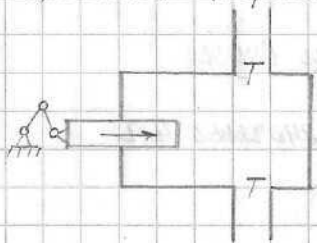


Скорости одинаковые  
Работает только разность  
положений

Верхняя налив.  
водяное колесо  
не погружается в  
воду.

2. Если работают только на энергии давления  
(объемные) используют только разность давлений

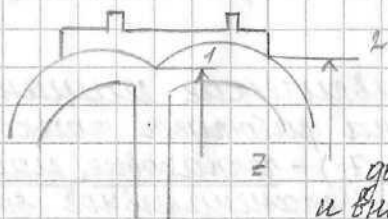
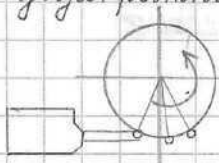
$P_1 - P_2$   
 $\rho g$  а) двигатель (гидроподъемник)  
б) насосы (поршневые, клинчатый)



Гидроподъемник  
применяется для  
поднятия затворов  
разность давлений  
осуществляет поднятие  
поршня

3. Машины работающие только на кинетической  
энергии поступающей струи  $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$

а) двигатели (гидротурбины: ковшовые, струйные,  
двухкратные наклонно струйные гидротурбины)



высоконапорные  
гидротурбины

$P_1 = P_2$   
давление на ков-ти  
и внутри - атмосферное  
 $z_1 \approx z_2$

б) струйные насосы (аппараты)

эжекторы и инжекторы

Эжекторы (для откачки воды с крышки турбины) исполь-  
зуются энергия напорной струи, эжекторы на гидростан-  
циях.

Инжектор на тепловых станциях для подачи  
питательной воды в котел посредством пара

4. Машины, которые используют и энергию давления  
и кинетическую энергию потока (лопастные)

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

очень маленького

обладают наиболее совершенными процессами

а) двигатели (гидротурбины: осевые, радиальные,  
радиальноосевые) рабочие машины!

б) насосы: осевые, центробежные, диагональные

5. Роторные машины относятся к объемным

а) двигатели (винтовые, поршневые, поршеньковые)

б) насосы

Есть еще вихревые, инерционные машины

Уравнение напора:

$$H = (z_1 - z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

Энергетическая классификация гидротурбин

Признаки классификации:

1. Классы гидротурбин
2. Системы
3. Типы

Классы гидротурбин делятся на 2 класса в зав-ти  
от вида преобразуемой энергии

1. гидротурбины в балансе к-рой над преобразуемой  
энергией преобладает кинетическая энергия потока

наз-ся активными  $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$

2. гидротурбины в балансе к-рой преобладает потенциальная энергия наз-ся реактивными

$$(z_1 - z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

Реактивные турбины обладают более совершенными рабочими процессами и кпд больше чем у активных, разница 1-3% определяет стоимость

### Системы турбин

#### Активные турбины

1. ковшовые (Пелтон 1830г)  
200 м ≤ H ≤ 2000 м, N ≤ 315 МВт
2. наклонно струйные (Тюрго 1918)  
H ≤ 400 м, N ≤ 600 кВт
3. двухкратные (Банки 1920)  
относятся к разряду малых мощностей  
H ≤ 60 м, N ≤ 200 кВт  
чрезвычайно просты в конструкции

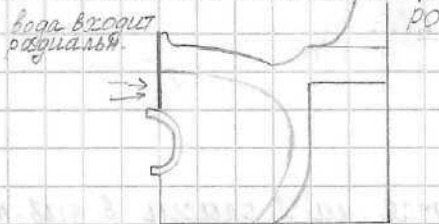
В зав-ти от направления потока в пределах рабочего колеса делятся на системы

#### Реактивные турбины

1. осевые (ТЛ - поворотного лопастные  
ТР - пропеллерные)
2. диагональные (ТЛФ и ТРФ)
3. радиальноосевые РО

Самые первые были предложены РО (Френсис 1847г. довел кпд до 80%)

Потом появились ТЛ и ТР (Толман)



показывает качество быстроточности сов-ть динамических и геометрических пар-ров характеризует коэф-т быстроточности сис-мы

В зав-ти от быстроточности делятся на типы  
Уровень быстроточности разный

Самые быстроточные и низконапорные - осевые  
H ≤ 1-2 м, η<sub>с</sub> (коэф-т быстроточности) достигает 100  
Самые тихоходные - активные ковшовые  
η<sub>с</sub> достигает 4, есть и до 30

Гидротурбины всегда строятся под створы разработаны вальцовая ТЭС. стремимся к увеличению быстроточности → уменьшение стоимости → уменьшение размеров → уменьшение себестоимости.

Именно, каждая сис-ма подразделяется на типы

1. тихоходные
2. средней скорости
3. быстроточные

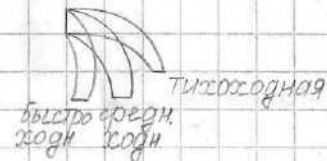
	Тихоходные	Быстроточн. η <sub>с</sub>	Средней скорн
Осевые турбины	330-450	100-1100	450-700
Диагональные гидротурбины	180-230	330-450	230-330
Радиальноосевые	60-150	250-400	150-250
Ковшовые	4-10	20-26	14-18

Все реактивные турбины появились из РО посредством вал увеличения их быстроточности.

наружный обод

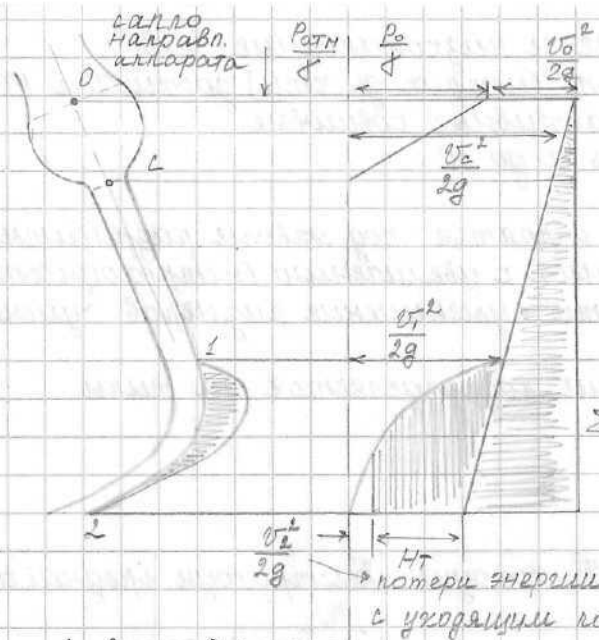
$$\eta_s = \frac{1,16 \sqrt{N} [\text{кВт}]}{H^{5/4}}$$

16.02



Активная турбина

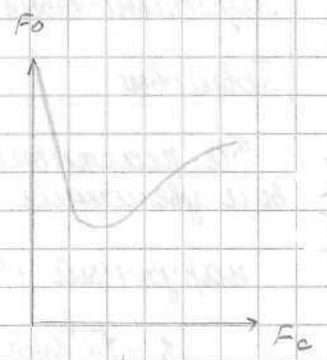
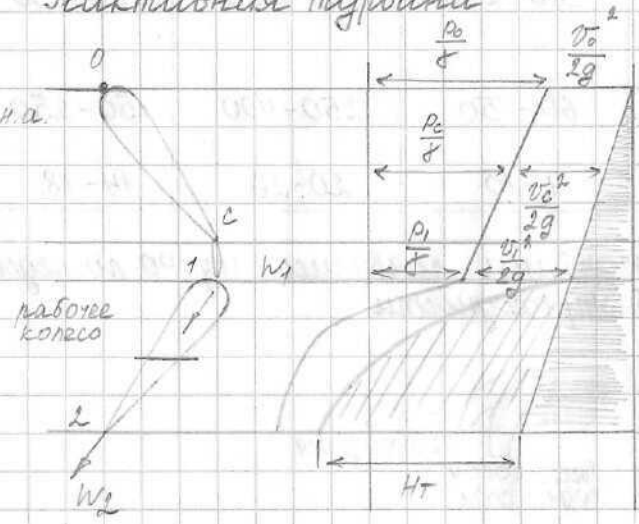
O - точка входа потока в направляющий аппарат



$k$ -ть возрастает на входе по сравнению со ск-тью в трубе на выходе. Вся потенциальная энергия превращается в кинетическую в пределах колеса происходит полезное преобразование энергии в полезную работу

1 - вход в колесо  
 2 - выход

### Реактивная турбина

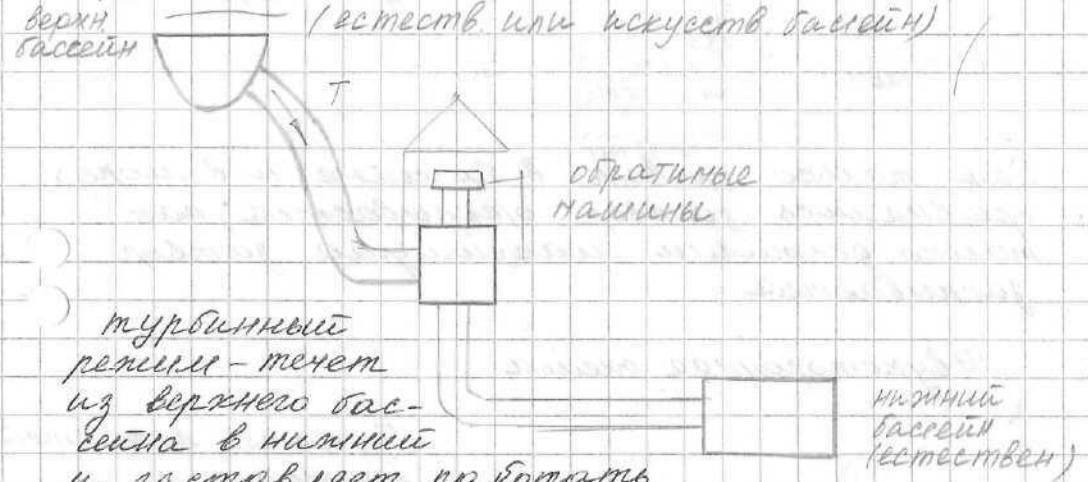


Под колесом вакуум дает возможность увеличения напора возникает из-за действия отсасывающей трубы создает разряжающее действие.

Типы гидроэлектротехнических установок.

установки, на которых вырабатывается электроэнергия ГЭС.

- 1) ГЭС
- 2) Насосные станции (достаточно мощные)
- 3) Гидроаккумулирующие гидроэлектростанции ГАЭС

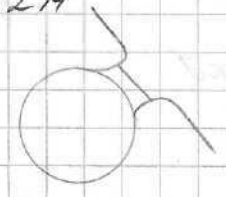


турбинный режим - течет из верхнего бассейна в нижний и заставляет работать оборудование

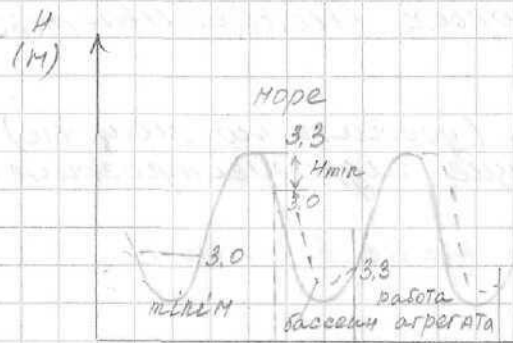
В насосном потребляют больше, чем вырабатывают, но он позволяет переносить генерируемые мощности где избыток мощностей там где есть недостаток мощностей изменяя график нагрузок.

Насосный режим: вода из нижнего бассейна закачивается в верхний

- 4) Приливные станции (ПЭС)  
 Киевская ГЭС  
 $N = 400 \text{ кВт}$   
 $\Phi$  (диаметр рабочего колеса) = 3,3 м  
 $H = 2 \div 3,2 \text{ м}$



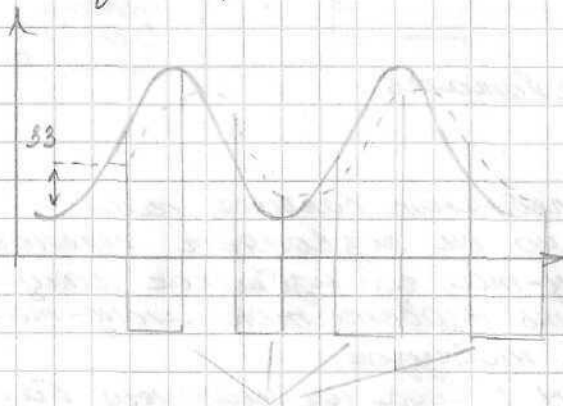
Построена наловным способом



Односторонняя  
яма: вход выше  
чем у двухсторонней  
Форма лопастей  
односторонняя

Как только уровень в бассейне и в море  
сравнялись затвор открывается, как  
только достигли максимума затвор  
закрывается.

Двухсторонняя яма



Густота лопастей  
меньше  
Двухсторонний вход  
и выход вход меньше  
чем когда односто-  
ронний вход и выход

Работа агрегата и через накопление  
и через опорожнение

Энергетические параметры:

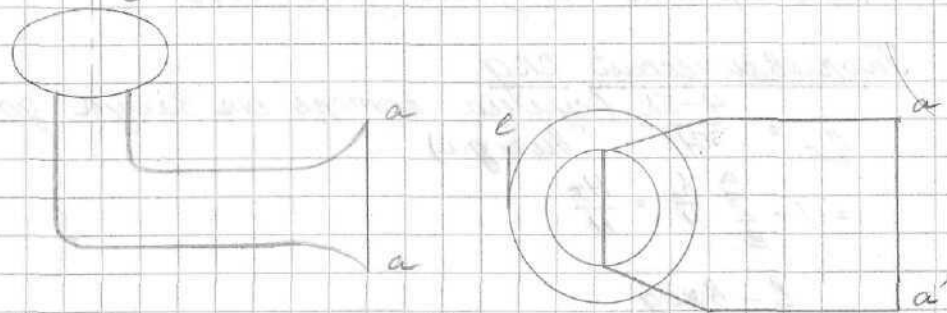
1) Мощности, calorы, расходы и вход  
мощность потока на подход к  
гидроагрегату

$$N = 9,81 \cdot Q \cdot H \quad [\text{кВт}]$$

$$N_{\text{гэх}} = 9,81 \cdot Q \cdot H \cdot \eta$$

$$N_{\text{турбины}} = 9,81 \cdot H \cdot Q \cdot \eta_2$$

$H$  - располагаемый на турбине разность  
удельных энергий на входе и выходе турби-  
ны, вход (вход в спиральную камеру) и  
выход (отсасывающая камера)  
 $Q'$  - расход через рабочее колесо турбины.



$$N_{\text{на гидроагрегата}} = N_T \cdot \eta_{\text{генер}}$$

$$N_{\text{max}} = N_T \cdot \eta_{\text{max}}$$

$$H_{\text{нет}} = \Delta B \cdot \gamma - \Delta H \cdot \gamma$$

$H$  располагаемый

$$= H_{\text{нет}} + \frac{v_c^2}{2g} - h - \frac{v_{ab}^2}{2g}$$

$h_c$  - потери в воюводе до входа в  
турбину

$N_T$  - теоретический calor (полезной споль  
удельный)

$$N_T = H \cdot \eta_{\text{гидравл}}$$

$Q$  - расход через турбину. Часть расхода  
протекает мимо рабочего колеса ( $q$  -

$$Q = Q' + q$$

$Q'$  - поток который прошел через рабочее  
колесо

Разгрузочные отверстия ослабление усилий  
на рабочее колесо разгрузочные подпятника  
(поэтому неизбежно  $q$ )

$q$  - протечки  
 $Q$  [л/с]  
 $Q$  [л/с]

Коэффициент полезного действия

Гидравлический КПД

$$\eta_g = \frac{H - \sum h}{H} \quad (\text{сумма потерь от входа до выхода})$$

$$= 1 - \sum \frac{a}{b} \frac{h}{H} = \frac{H_T}{H}$$

$l$  - вход  
 $a$  - выход

Объемный КПД

$$\eta_o = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q} = \frac{Q'}{Q}$$

Объемный КПД должен быть около 99%  
 потери не превышает 1%  
 суммарная площадь разгрузочных  
 отверстий в 4 раза ↑ площади проходного  
 сечения уплотнения  
 Вазоры выбираются из технологических  
 соображений, влияет на гидравлический  
 КПД

Механический КПД

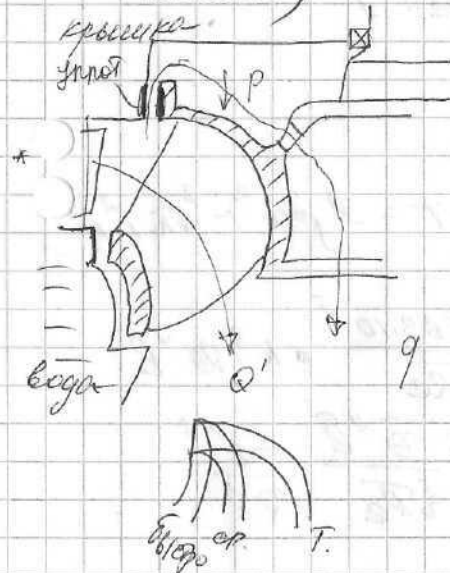
$$\eta_{мех} = \frac{N_T}{N_{шдр}} = \frac{Q' H \eta_{шдр} \eta_{мех}}{Q' H \eta_g}$$

Эффективный КПД

$$\eta = \eta_g \cdot \eta_o \cdot \eta_{мех}$$

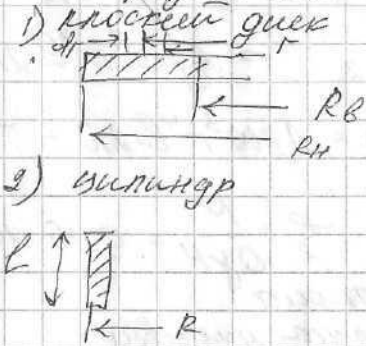
$$\eta_{шдр} = \eta \cdot \eta_{гид}$$

2.4.01. К гидравлическим относятся те  $q$  потери  
 к-рые влияют на величину преобразуемой  
 мощности, а к механическим —  
 к-рые уменьшают (преобразуемой) или  
 преобразованной мощности  
 К 2. рощ. к-рые относятся потери (коэф. полез. дей.)  
 к мех. потери в опорах, дисковые потери  
 (связанные с трением вращающегося  
 колеса)



\* Направл. потока

Для оценки дисковых потерь: условия все пов-ти  $\mu$  представить в виде:



1) Момент сил трения на внешней поверхности

$$dM = \tau_0 \cdot 2\pi r \cdot dr \cdot r$$

каэф.напря турбулентного течения

$$\tau_0 = A \cdot \rho \cdot \omega^2 = A \cdot \rho \cdot \omega^2 r^2$$

$$dM = A \cdot \rho \cdot 2\pi r^4 \cdot \omega^2 \cdot dr$$

теоретическая змуч-ть

$$dM = dM \cdot \omega = 2\pi A \rho r^4 \omega^3 \cdot dr$$

$$N = 2\pi A \rho \omega^3 \int_{R_{в}}^{R_{н}} r^4 \cdot dr = \frac{2\pi}{5} A \rho \omega^3 (R_{н}^5 - R_{в}^5)$$

коэф-т трения

$$C = \frac{2\pi}{5} A = \frac{0,0415}{\sqrt{Re}} \quad \text{число Рейнольдса} \quad 6$$

$$\omega = \frac{\pi \kappa}{30} \quad R_H = \frac{\Phi_H}{2} \quad R_B = \frac{\Phi_B}{2}$$

$$\xi = \frac{N}{Q_H H} = 0,0152 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\Phi_H^5}{\Phi_B^5} - \frac{\Phi_B^5}{\Phi_H^5} \right) \frac{\kappa_2^{1,3}}{Q_1^{1,3}}$$

Мощ-та  
качки  
подвергается  
мех-но

$$N = 0,149 \cdot 10^{-5} \cdot \kappa^3 \left( \frac{\Phi_H^5}{\sqrt{Re_H}} - \frac{\Phi_B^5}{\sqrt{Re_B}} \right)$$

$\bar{\Phi} = \frac{\Phi}{\Phi_1}$   
относ.  
вет-ща  
диам.  
 $\Phi_1$  - раб. колеса

$$M = \tau_0 \cdot 2\pi r \cdot l \cdot r = A r \omega^2 r^2 2\pi r^2 l = A r \omega^2 r^4 l 2\pi$$

$$N = M \cdot \omega = A r \omega^3 r^4 l 2\pi = \frac{1,863 \cdot 10^{-5}}{\sqrt{Re}} \kappa^3 \cdot \Phi^4 l$$

$$\omega = \frac{\pi \kappa}{30} \quad \xi = \frac{N}{Q_H H} = 0,95 \cdot 10^{-6} \frac{\bar{\Phi}^4 \bar{l}}{\sqrt{Re}} \frac{\kappa_2^{1,3}}{Q_1^{1,3}}$$

относит.  
вет-ща диаметров  
потери.

$$\xi_g = \xi_{gH} + \xi_{gB} \quad \kappa_g = 1 - \xi_g$$

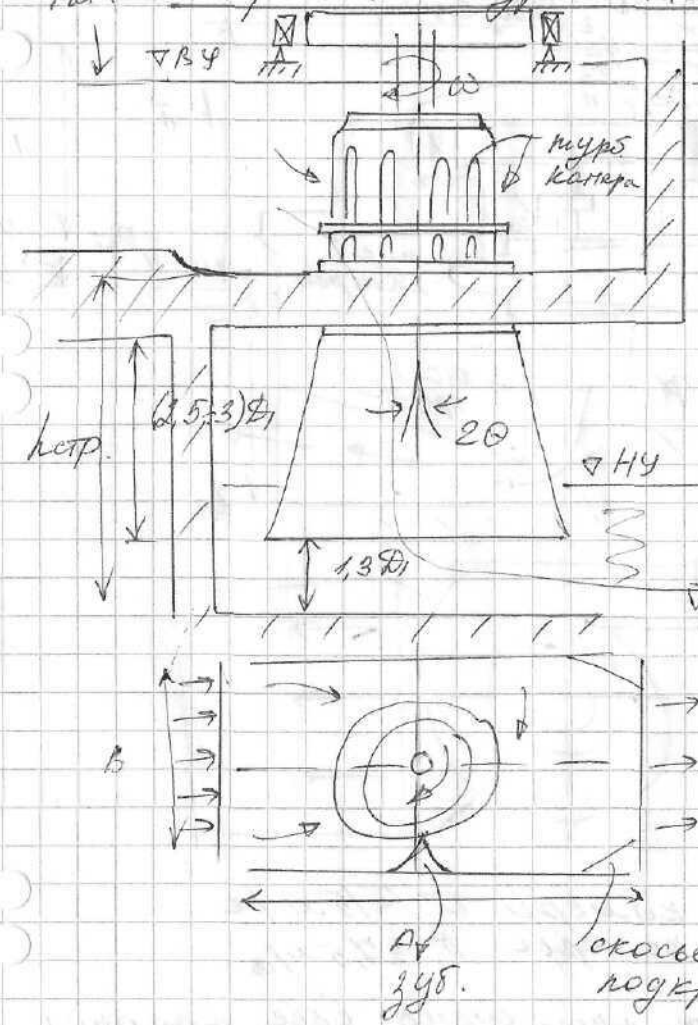
### Схемы гидротурбинных установок.

- По хар-ру течения в турбинной камере: без напорное (открытая установка), напорная (изб. давления в камере, установ. якор)

- По геом. признакам (располож. оси агрегата): вертикальные и горизонтальные

- Одноколесные, многоколесные.  
(Лопуные турбины)

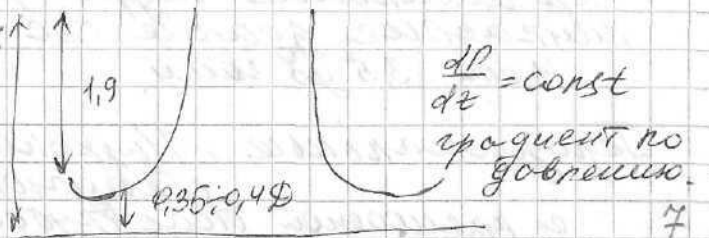
### Рис. Открытая турбинная установка



Нст.  
Исп-ся на малых ГЭС (из-за заборитов) H 8, 10, 12 м. Ордин. по  $\Phi_1$  (раб. колеса) 1,6 м. В (в т.к.) турб. камера 0,8 ÷ 1 м/с. Простота конструкции

угол 20 делается для того чтобы ск-ть на выходе была в 4 р. меньше чем на входе

гиперболич. ков-во раструбные трубы



$\frac{d}{l} = \text{const}$   
градуиет по диаметру.





коток с миним. потерями по  
след рабочим органами и создать  
предварительную закрытку перед  
направляющим аппаратом  
степень закрытки может соответв.  
первой необходимости работе на турбине  
либо предотвратительную по времени  
наиболее

### 1.03. Открытые

Ширина зависит от напора  
(чем больше напор, тем больше B)

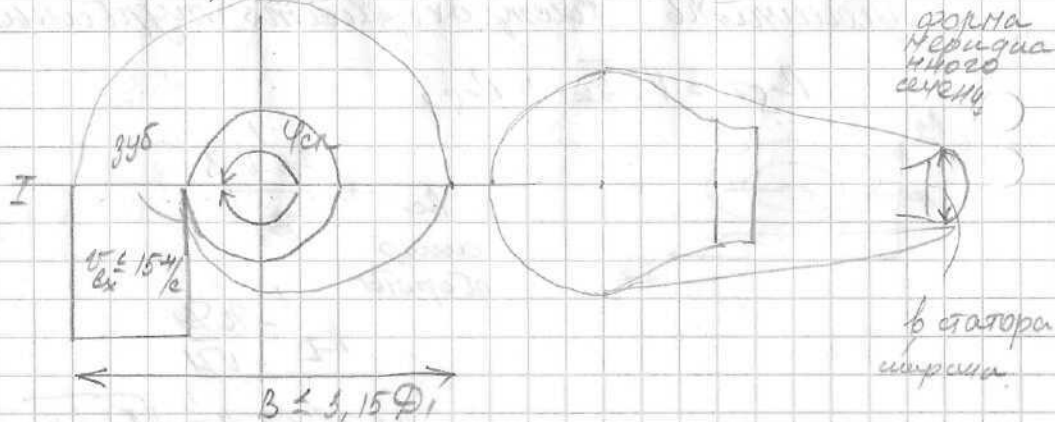
$$2,5\Phi \leq B \leq 3,4\Phi$$

$$0,7 \leq v \leq 1 \text{ м/с}$$

$$0,7 \leq (0,5 - 0,7) \sqrt{H}$$

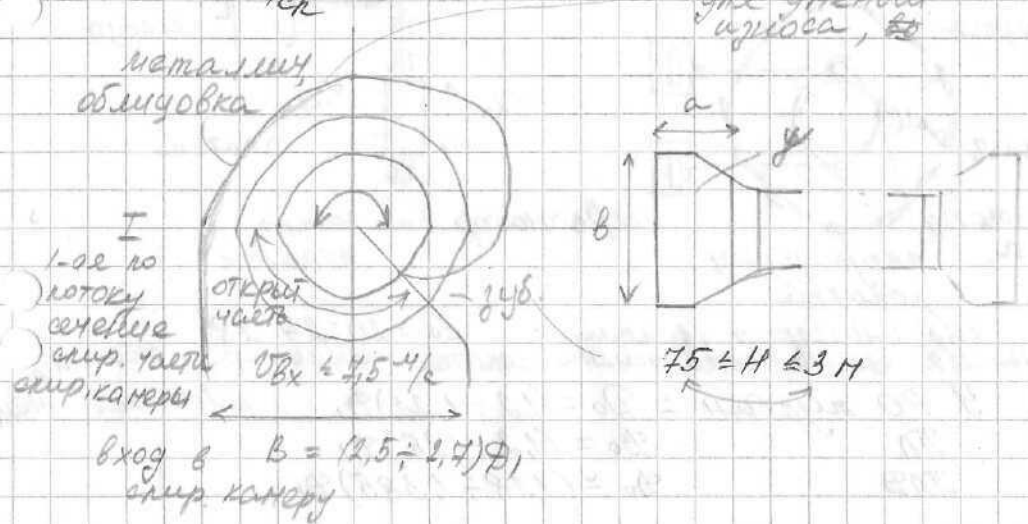
Закрытые  
обычно ввер-ся спиральными  
или м.б. рож 2-х типов:  
1) с конным углом спирали

$$345^\circ \leq \varphi_{ск} \leq 360^\circ$$



Сварные спиральные камеры из  
вальцованных листов.

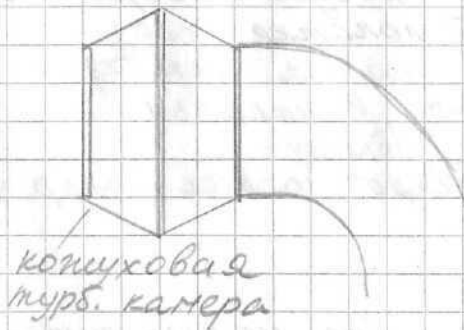
для низконапорных турбин  
(с уменьшенным углом обхвата)  
там, чтобы уменьшить размер спир. камеры  
 $180^\circ \leq \varphi_{ск} \leq 270^\circ$



$$Q_{вх} = \frac{Q \varphi_{ск}}{360^\circ}$$

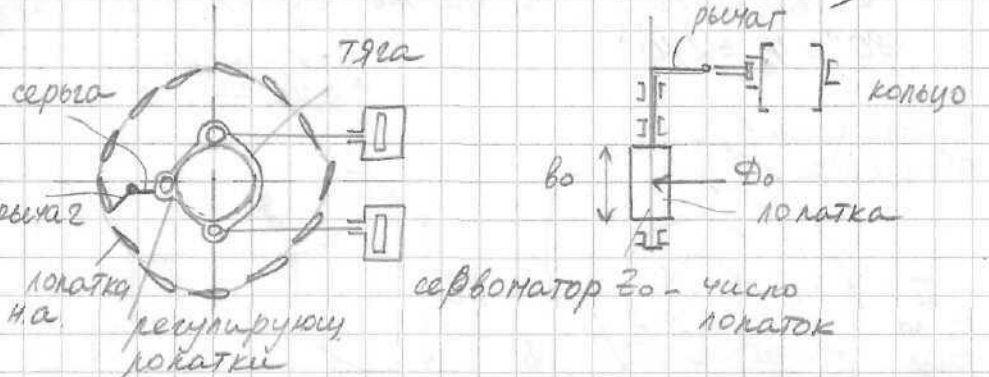
через I  
сечение

всп-во в малых турбинах, при  
H <= 25 м



2) Направляющий аппарат  
Назначение: на служит для измен  
циркуляции ок-ти перед раб. колесом  
и одновременно с этим он регулирует  
раход через турбину, вплоть до полного  
его прекращения и он м.б. использован

как быстродействующий затвор.  
 - Наиб. распространенным явл-ся многополюсчатый н.а (а. Ринка)

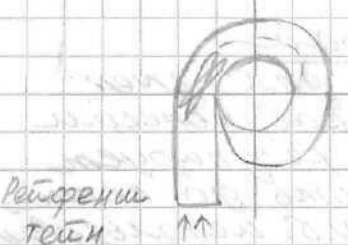


сервомотор  $Z_0$  - число лопаток

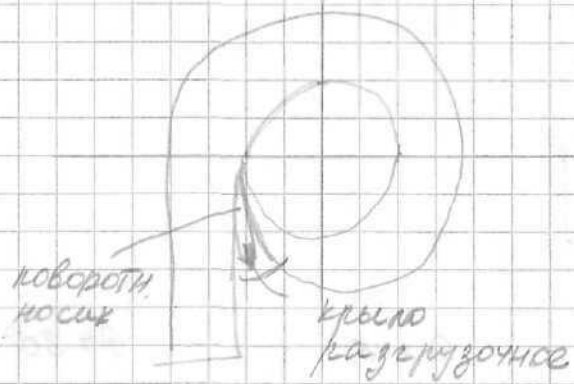
явл. и нтегр. элементом (аллебр. оптимизируются числом лопаток, регулир. оканчивается)  
 $Z_0 = 20:24:28$  работоспособ. меньше  
 У РО турбин  $= D_0 = (1,2 \div 1,22) \Phi_1$   
 ТП  $\Phi_0 = (1,2 \div 1,25) \Phi_1$   
 ТПВ  $\Phi_0 \approx (1,28 \div 1,385) \Phi_1$

с центрально регулирующим ковылом к которому подсеяд. все лопатки. Они эффективны в турбинах с небольшим углом обхвата. В турбинах с полным углом обхвата когда коворотные моменты на каждой лопатке окажутся близкими друг другу, то иск. лопатку с ивдвиг. сервомотором, Центральн лопатку с легче регулировать поворот лопаток, синхр. установка лопаток

- Однолопаточные н.а (на малых турбинах)

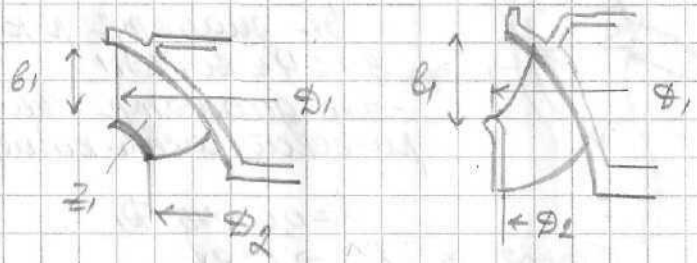


из-за дроселирования неизбежно растет потеря



Квятковский  
 Угашевить конструкцию

3) Рабочее колесо гидротурбины реактивные турбины  
 Р.к. служит для преобраз. энергии потока посредством лопастей в мех. энергию вращения на валу.  
 Радиально-осевое раб. колесо.



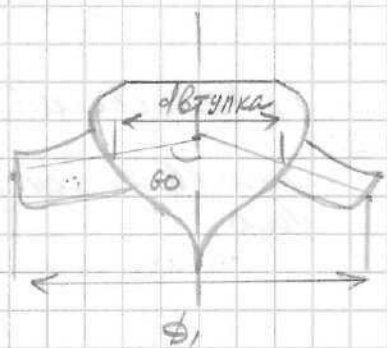
$\Phi_1 > \Phi_2$  тихоходн (высоконапорн)  
 $\Phi_1 = \Phi_2$  нормальная быстроходн (средненапорн)  
 $\Phi_2 > \Phi_1$  быстроходн (низконапорн)

$\Phi_1$  - наиб. диаметр входной кромки

$$\eta_s = 3,65 \eta_I \sqrt{Q_I} \eta_2$$

$Z_1$  - число лопастей

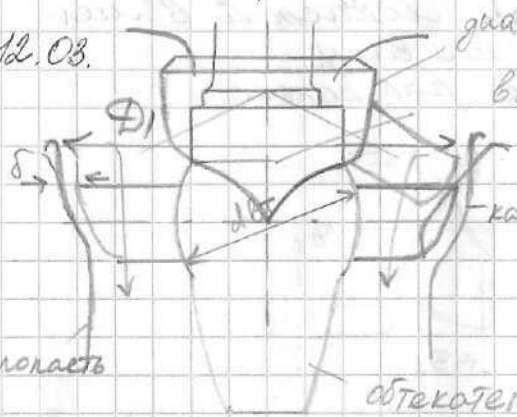
Диалогальные рабочие колеса



$\theta = 60^\circ$        $\theta = 45^\circ$        $\theta = 30^\circ$   
 $40 \leq H \leq 70 \text{ м}$        $40 \leq H \leq 140 \text{ м}$        $140 \leq H \leq 230 \text{ м}$   
 $6 \leq Z \leq 8$        $8 \leq Z \leq 10$        $10 \leq Z \leq 12$

Осевые рабочие колеса

12.03.



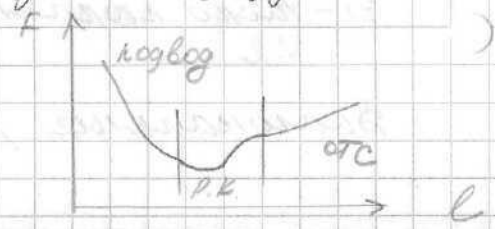
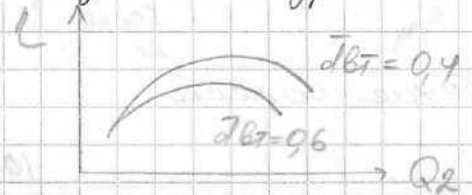
диагональные  
 штулка р.к.  
 камера  $3 \text{ м} \leq H \leq 60 (70) \text{ м}$   
 - это диаметр шпинделя  
 рической части камеры

$\delta = 0,00075 \Phi_1$   
 определяет технологию  
 чисткой выдержкам  
 этого зазора

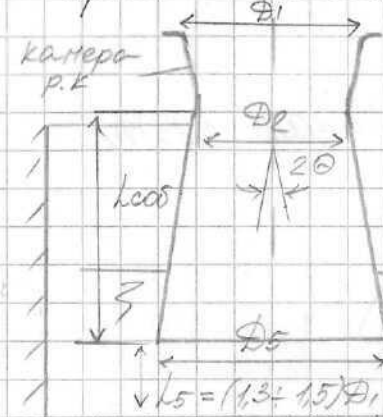
$$\bar{\Delta v_m} = \frac{\Delta v_m}{\Phi_1} = (0,35 \div 0,6) [\text{о.е.}]$$

$$\Delta v_m = (0,35 \div 0,6) \Phi_1$$

$4 \leq Z \leq 8$  (число лопастей)  
 Увеличение размеров приводит к ухудшению  
 показателей турбины



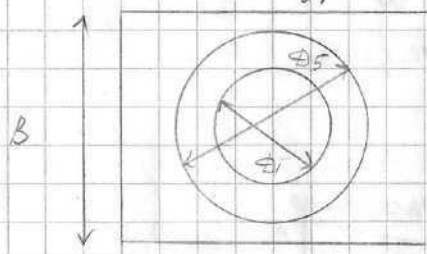
Отсасывающая труба  
 В реактивных турбинах 2 вида от:  
 - Прямые бывают конические



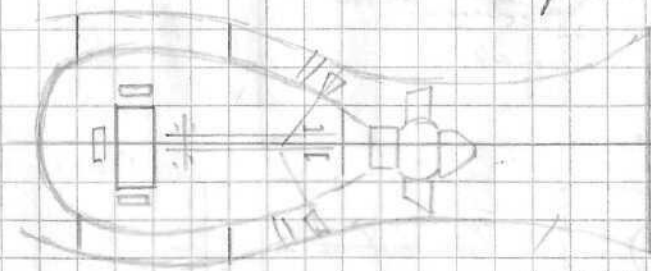
$\theta$  - угол расширения  
 $2\theta = 12 \div 14^\circ$   
 $L_{от} = (3 \div 3,5) \Phi_1$   
 $L_{от} \geq 0,5 \text{ м}$  (уровень  
 подоплесня)  
 $L_{от} = (4,3 \div 4,8) \Phi_1$

обладают высоким коэф-том восстановления  
 $\eta_{от} \leq 85\%$

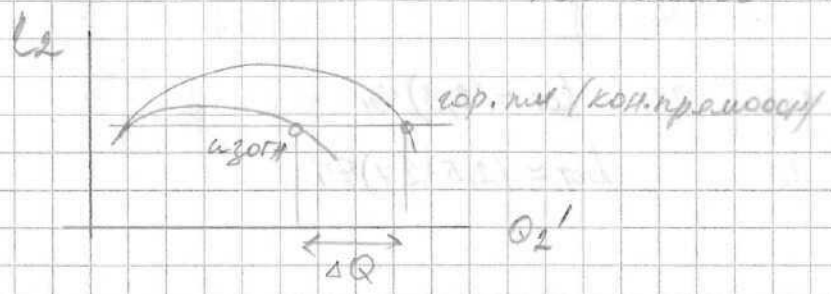
В вертикальных турбинах применяют  
 на малых турбинах



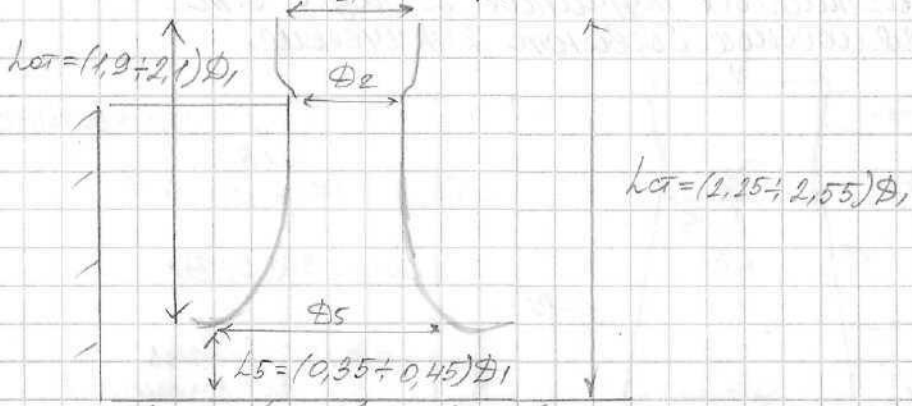
В горизонтальных машинах  
 при любых размерах



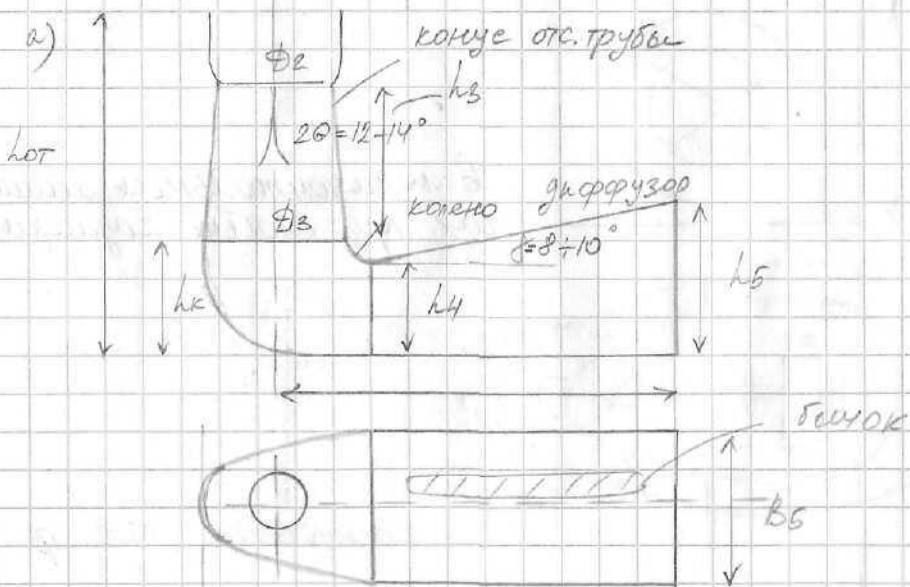
конического отс.с тр.



Раструбка отс. труба

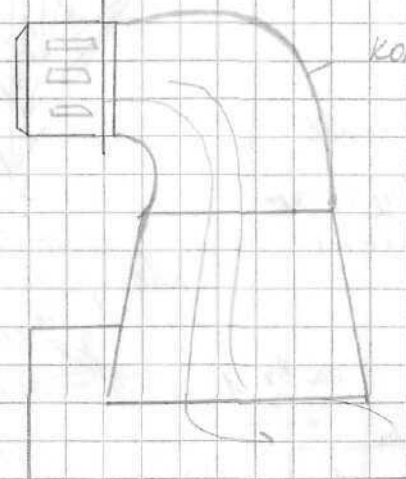


Отс. трубы с искривленной осью:  
 а) изогнутая (у вертик гидротурбин у средних и крупных)  
 б) коленчатые (в малых турбинах)



п. ос П/П \$L\_{от} = (2,3) \Phi\_1\$  
 П/О \$L\_{от} = (2,5 \div 2,7) \Phi\_1\$

ВУ



$L_{от} = 0,4 \div 0,52$

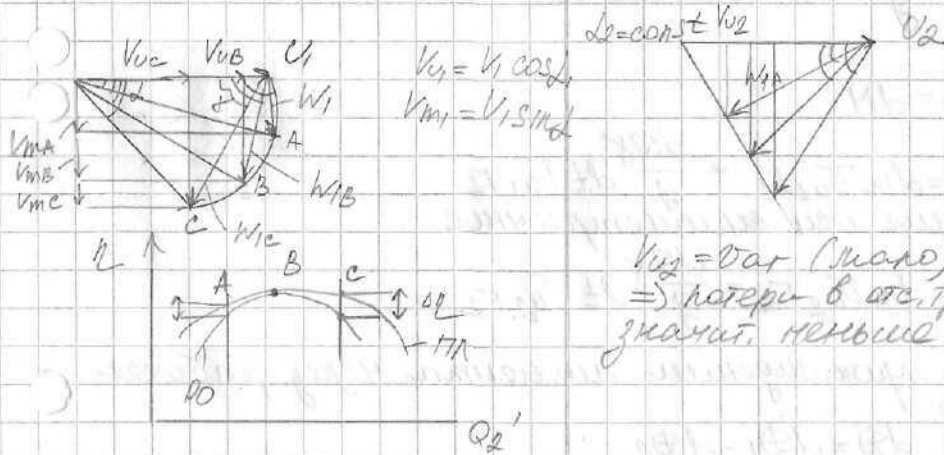
т.к. поток выхо-  
 да сразу в колено  
 площадь отс. тру-  
 бы меньше диамет-  
 ра сечения для  
 конус. уменьш. потерь в  
 колене.

Кинематика потока  
 в поворотно лопастном р.к  
 с шестко лопастным р.к

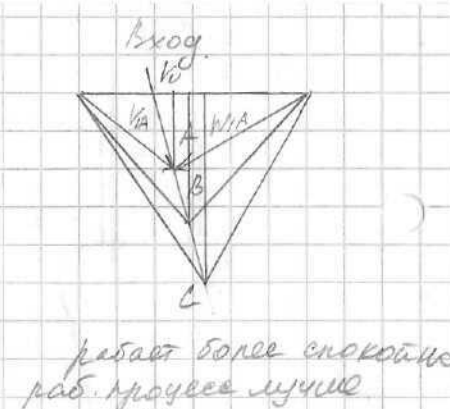
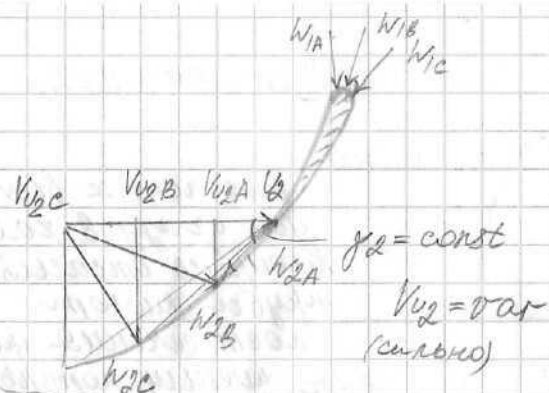
Шестко лопастные

П/О П/П  
 Вход \$k = const\$  
 \$H = const\$

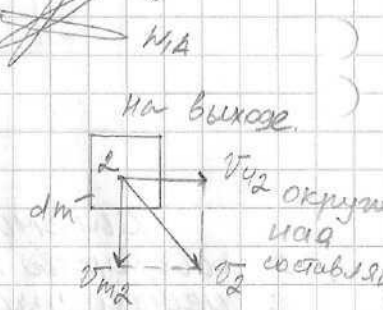
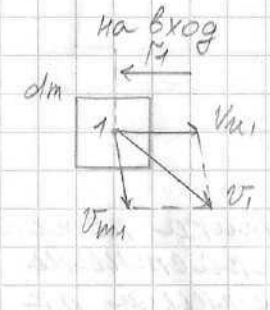
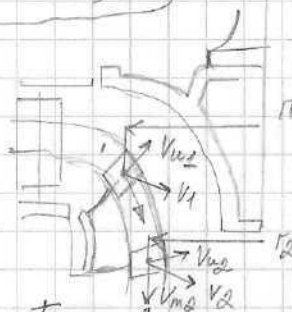
П/П П/П  
 Выход



$V_{2a} = var$  (мало)  
 $\Rightarrow$  потери в отс. трубе  
 значат. меньше



15.03 лекция



Производная по времени  
 В основу вывода положили что производная от момента по времени кол-ва движения массы отн-но оси вращения турбины равна моменту сил действующих на эту массу отн-но той же оси

$$\frac{d\Phi}{dt} = dM$$

$$1. d\Phi_1 = dm v_{u1} r_1 = \frac{dQ\gamma}{g} dt v_{u1} r_1$$

Мечение оси симметричное

$$d\Phi_2 = dm v_{u2} r_2 = \frac{dQ\gamma}{g} dt v_{u2} r_2$$

При прохождении момента через рабочее колесо  
 $d\Phi = d\Phi_1 - d\Phi_2$   
 Момент дает только окружная составляющая \$v\_u\$ (по касательной)

$$\frac{d\Phi}{dt} = dM = \frac{dQ\gamma dt}{g} (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1) = \frac{dQ\gamma}{g} (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1)$$

$M = -M_T$  момент создаваемый  $g$

Изменение кол-ва движения произошло под действием моментов рабочего колеса на выбранную массу.

$$= \int \frac{dQ\gamma}{g} (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1) = -\frac{Q\gamma}{g} (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1) = -\frac{Q\gamma}{g} (v_{u1} r_1 - v_{u2} r_2)$$

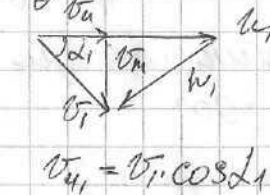
$v_{u1} r = K$  - момент ср-ти

$$M_2 = H r_2 Q' \gamma = M_T \cdot \omega = \frac{Q' \gamma \omega}{g} (v_{u1} r_1 - v_{u2} r_2)$$

Мом-т (векторная турбина напор)

$$H r_2 = H_T = \frac{\omega}{g} (v_{u1} r_1 - v_{u2} r_2) = \text{осн. ур-е турбины}$$

из 1-ка ср-тей



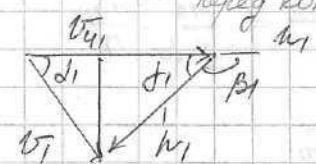
$$= \frac{v_1 v_1 \cos \alpha_1 - v_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (\text{ур-е Эйлера})$$

Чем \$H\_T\$ больше \$K\$ располос, напор, тем \$K\_{гд}\$ выше

$$\Gamma = 2\pi r b \omega - \text{циркуляция ср-ти}$$

$$H_T = \frac{\omega (v_{u1} r_1 - v_{u2} r_2)}{g} = \frac{\omega}{2\pi g} (2\pi r_1 v_{u1} - 2\pi r_2 v_{u2}) = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_1 - \Gamma_2)$$

после



$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1 u_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2 u_2 \cos \alpha_2$$

через колеса

$$v_1 v_2 \cos \alpha_1 = \frac{abc}{2} = \frac{v_1^2 + v_2^2 - v_3^2}{2}$$

отт. ск-ть потока в макс. положении канала раб. колеса

$$v_2 v_2 \cos \alpha_2 = \frac{v_2^2 + v_2^2 - v_3^2}{2}$$

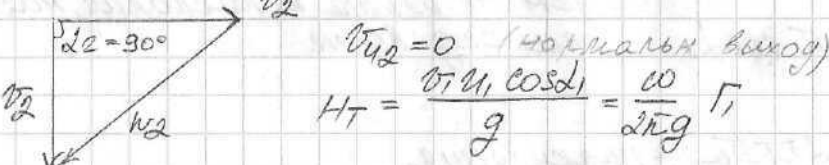
$$H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

У средней и высокой быстротности

Небольшая  $v_{u2}$  позволяет увеличить пропуск  $v_2$  кую ск-ть турбины и увеличить  $\rho$  при больших расходах. Также в диффузорной части от сасыв. трубы при больших расходах может

возрастать (появ-ся вихри), к-ры резко снижаются, необходимо создать закрутку потока, чтобы прижать его к стенкам. При больших  $v_{u2}$  потери резко возрастают (поток за рабочем колесе широк закручен)

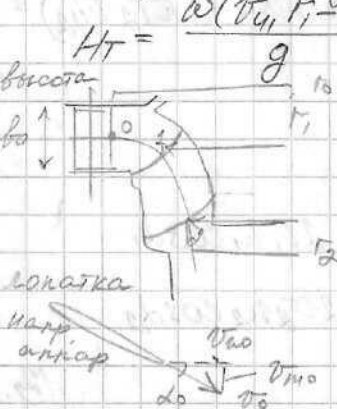
У тихоходных высоконапорных турбин расходы небольшие. Закрутка на кромке  $\alpha_2 = 90^\circ$



$$v_{u2} = 0 \text{ (нормальный выход)}$$

$$H_T = \frac{v_1 v_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{\omega}{2\pi g} \Gamma_1$$

Ур-я регулирования расхода



$$H_T = \frac{\omega(v_{u1} \Gamma_1 - v_{u2} \Gamma_2)}{g}$$

на не рабочих частях

$$v_{u0} \Gamma_0 = v_{u1} \Gamma_1 = \text{const}$$

$$v_{u1} = \frac{v_{u0} \Gamma_0}{\Gamma_1} = \frac{v_{m0}}{tg \alpha_0} \cdot \frac{\Gamma_0}{\Gamma_1}$$

$$v_{m0} = \frac{Q}{2\pi \Gamma_0 b_0}$$

$$v_{u1} = \frac{Q}{2\pi b_0 tg \alpha_0} \cdot \frac{\Gamma_0}{\Gamma_1}$$



$$v_{u2} = v_2 - \frac{v_{m2}}{tg \alpha_2} = v_2 - \frac{Q}{F_2 tg \alpha_2}$$

$$H_T = H \cdot \rho = \frac{\rho}{g} \left[ \frac{Q \cdot \Gamma_1}{2\pi \Gamma_1 b_0 tg \alpha_0} - (v_2 - \frac{Q}{F_2 tg \alpha_2}) \Gamma_2 \right] =$$

$$= \frac{\rho \Gamma_2}{g} \left[ \frac{Q}{2\pi b_0 tg \alpha_0 \cdot \Gamma_2} - v_2 + \frac{Q}{F_2 tg \alpha_2} \right]$$

$$\frac{H \rho g}{v_2} + v_2 = Q \left( \frac{1}{2\pi \Gamma_2 b_0 tg \alpha_0} + \frac{1}{F_2 tg \alpha_2} \right)$$

$$Q = \frac{H \rho g}{v_2} + v_2$$

A B-чек. конст.

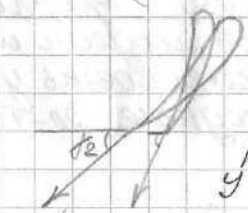
$H = \text{const}$   
 $k = \text{const}$

$\alpha_0 = \text{var} \rightarrow \alpha_0 = \text{var}$

открытие напр. апар. в радиальных турбинах



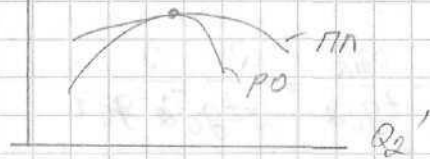
растет в свету  $\varphi$  - угол установки лопатки в колесе.  $\varphi$  м.б 0, < 0, > 0  
"0" - оптимальная работа режима (прямое положение)



$\alpha_2$  - угол выхода потока из лопатки рабочего колеса

У турбины, в к-рых поворот происходит за счет направляющего аппарата, а лопатки остаются неподвижными, то такие турбины наз-ют с односторонним регулированием (радиально-осевые турбины). Турбины, у к-рых регулирование происх. с помощью поворота лопатки и за счет изменения угла установки лопатки - 14

$Q_2$  с двойным регулированием (поворотом лопастей)



добавки значит  
для двойного регул.

- отсукание крышки турбины (ч.а. с неподвижными лопастями).

Недостаток: для перемещения такой крышки необходимы большие усилия сервомотора, особенно у высоконапорных, поэтому необходимо уклонять крышку (чтобы не затопить гидрогенератор)

22.03.



здесь образуются  
высверные мертвые зоны →  
ухудшение характеристик

Имитационное регулирование взаимн. движения направл. аппарата (дешевле)

Условия подобия и моделирования в гидротурбинах.

Особенность: проточность отрабатывается на уменьшенной модели.

В основе теории лежат след.

1. условия геометрического подобия предполагают пропорции сходных размеров модели и его натурного прототипа и одинаковость углов под к-рыми располагаются сходные эл-ты проточной части.

$$\frac{D_{1M}}{D_{1N}} = \frac{D_{2M}}{D_{2N}} = \frac{D_{3M}}{D_{3N}} = \dots = const$$

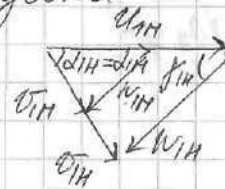
$$L_{1M} = L_{1N}$$

Стандарт предусматривает одинаковость отн.-ной шероховатости обтекаемых поверхностей проточной части.

Проточность частей модели и натуре должны быть гидростатически сходными.

## 2. Кинематическое подобие

Предполагает пропорции ск-тей в сходных точках потока и одинаковое направление этих ск-тей. Треугол. ск-тей в пределах р.к. подобны



Кинематически подобие решены геометрически подобных турбин каз-ют изогональными режимами.

## 3. динамическое

Предполагает пропорциональность сил, действующим на сходные пов-ти и на сходный объем

- Критерии  $Re =$
- $Fr$  Фруда
  - $Eu$  Эйлера
  - $Sh$  Штурхаля

Если  $Re_M = Re_N$ ,  $F_{rM} = F_{rN}$ , то  $Fr_M = Fr_N$

$St_M = St_N$  (число Штурхаля)

Но это не выполняется, т.к модель (размеры) меньше натуре в 10 раз,

а ск-ть  $\sim \sqrt{H}$ , напоры натуре больше модели  $\Rightarrow$  число  $Re_M$  в 50-100 раз больше

$Re_M$  мы не укладываем в требование подобия

Но  $Re > Re_{кр}$  существует некая зона автомо  $Re_{кр} = 10^6$  гистерезиса, где потери не зависят от  $Re$  ограничения на миним. напор и размеры модели.

тип-ры з.т.	Напор	$\Phi_1$
PO	10 м	0,25 = $\Phi_2$
ТТД	5 м	0,3
ТЛ	3 м	0,3
ТТЛ	2 м	0,4

4. без кавитационной работы турбины (кинематич. и динамич. условия подобия м.б. выполнены)

### Формулы подобия

"М" - модель

"Н" - натуря

$$k_{HM} = \frac{\pi \Phi_{HM} \rho_H}{60} = k_{HM} \sqrt{2gH_H} = S_{HM} \sqrt{2gH_H}$$

$$k_{HM} = \frac{\pi \Phi_{HM} \rho_H}{60} = k_{HM} \sqrt{2gH_H}$$

$$k_M = \frac{60 S_{HM} \sqrt{2gH_H}}{\pi \Phi_{HM}}; \quad k_H = \frac{60 S_{HM} \sqrt{2gH_H}}{\pi \Phi_{HM}}$$

коэф-ты сж-ти  $S_{HM} = S_{HM}$

$$\frac{k_H}{k_M} = \frac{\sqrt{2gH_H} \cdot \pi \Phi_{HM}}{\pi \Phi_{HM} \sqrt{2gH_H}} = \frac{\Phi_{HM} \sqrt{H_H}}{\Phi_{HM} \sqrt{H_H}}$$

$$Q = F v_{HM} \quad F \sim \Phi_1^2 \quad v_{HM} = S_{HM} \sqrt{2gH_H}$$

$$Q_H \sim \Phi_{HM}^2 S_{HM} \sqrt{2gH_H}$$

$$Q_H \sim \Phi_{HM}^2 S_{HM} \sqrt{2gH_H}$$

$$S_{HM} = S_{HM}$$

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\Phi_{HM}^2}{\Phi_{HM}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_H}{H_H}}$$

мощ-ти:  $N = \frac{Q_H H_H}{102} - \text{мощ-ть в кВт.}$

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{Q_H H_H}{Q_M H_M} = \frac{\Phi_{HM}^2}{\Phi_{HM}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_H}{H_H}} \cdot \frac{H_H}{H_H}$$

момент:  $M \sim \frac{N}{\omega}$

$$\frac{M_H}{M_M} = \frac{\Phi_{HM}^2}{\Phi_{HM}^2} \cdot \left( \frac{H_H}{H_H} \right)^{3/2} \cdot \frac{H_H}{H_H} = \frac{\Phi_{HM}^2}{\Phi_{HM}^2} \cdot \left( \frac{H_H}{H_H} \right)^{3/2}$$

$$\frac{\Phi_{HM}}{\Phi_{HM}} \sqrt{\frac{H_H}{H_H}} = \frac{\Phi_{HM}^3}{\Phi_{HM}^3} \left( \frac{H_H}{H_H} \right)$$

### Приведенные

$$\Phi_{HM} = 1 \text{ м} \quad H_H = 1 \text{ м}$$

$$\Phi_{HM} = \Phi_1 \quad H_H = H \quad \rho_H = \rho$$

$$Q_H = Q_1' \quad N_H = N_1' \quad M_H = M_1'$$

$$\frac{k}{k_1'} = \frac{1}{\Phi_1} \cdot \sqrt{\frac{H_H}{H_H}} \quad k_1' = \frac{k \cdot \Phi_1}{\sqrt{H_H \cdot \frac{H_H}{\Phi_1}}} \quad k_1' = \frac{k \cdot \Phi_1}{\sqrt{H_H}}$$

$\rho_{HM} = \rho_H$  при переходе от  $\Phi_{HM}$  к  $\Phi_{HM} = 1 \text{ м}$

$$\frac{Q}{Q_1'} = \frac{\Phi_1^2}{1}$$

$$\frac{N}{N_1'} = \frac{\Phi_1^2}{1} \cdot \left( \frac{H_H}{H_H} \right)^{3/2} \quad N_1' = \frac{N}{\Phi_1^2 \left( \frac{H_H}{H_H} \right)^{3/2}} = \frac{N}{\Phi_1^2 \cdot H_H^{3/2}}$$

$$\frac{M}{M_1'} = \frac{\Phi_1^3}{1} \cdot \left( \frac{H_H}{H_H} \right) \quad M_1' = \frac{M}{\Phi_1^3 \left( \frac{H_H}{H_H} \right)} = \frac{M}{\Phi_1^3 \cdot H_H}$$

Котор-т быстроходности. наз-ем вел-ну численно = числу оборотов такой турбины, к-рая при  $H = 1 \text{ м}$  развивает мощ-ть в 1 лошадиную силу

$$\rho_H = \rho_S \quad \Phi_{HM} = \Phi_S \quad H_H = 1 \text{ м} \quad \rho_H = 1 \text{ н.с.}$$

$$\frac{k}{k_S} = \frac{\Phi_S}{\Phi_1} \cdot \sqrt{\frac{H_H}{H_H}} \quad k_S = \frac{k \cdot \Phi_1}{\Phi_S \cdot \sqrt{\frac{H_H}{H_H}}}$$



$$\frac{N}{1} = \frac{\Phi_1^2}{\Phi_2^2} \left( \frac{H \cdot H}{2M} \right)^{3/2} \rightarrow \Phi_2 = \sqrt{\frac{\Phi_1^2}{N} \cdot \left( \frac{H \cdot H}{2M} \right)^{3/2}}$$

$$k_s = \frac{k \cdot \Phi_1 \sqrt{N}}{\Phi_1 \cdot \left( \frac{H \cdot H}{2M} \right)^{5/4}} = \frac{k \cdot \sqrt{N}}{\left( \frac{H \cdot H}{2M} \right)^{5/4}} = \frac{k \cdot \sqrt{N} \text{ (н.с.)}}{H^{5/4}}$$

$$k_s = \frac{1,16 \cdot k \cdot \sqrt{N} \text{ [кВт]}}{H^{5/4}}$$

26.03. Коэф-т быстроход-ти хор-ет всю гидростатическую часть турбины

$$N = N_I' \cdot \Phi_1^2 (H \Delta)^{3/2}$$

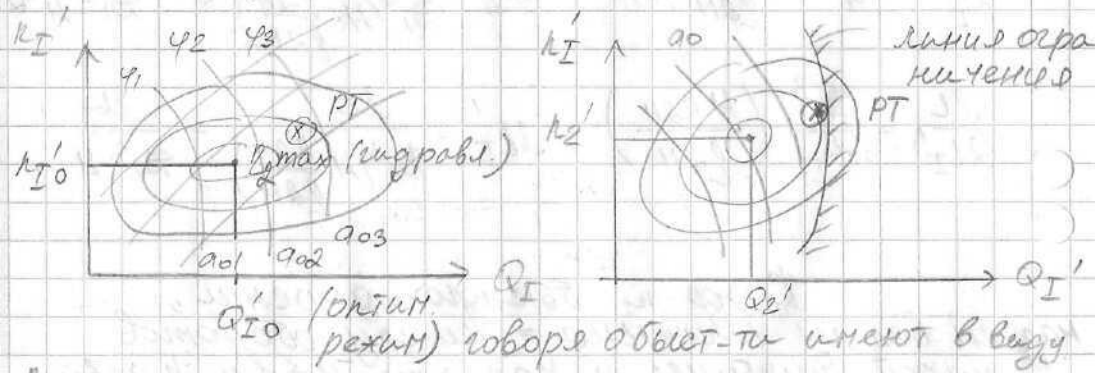
$$\Delta = \frac{H \Delta}{2M}$$

$$N_I' = \frac{Q_I' \gamma H \eta_2}{45} \text{ (н.с.)}$$

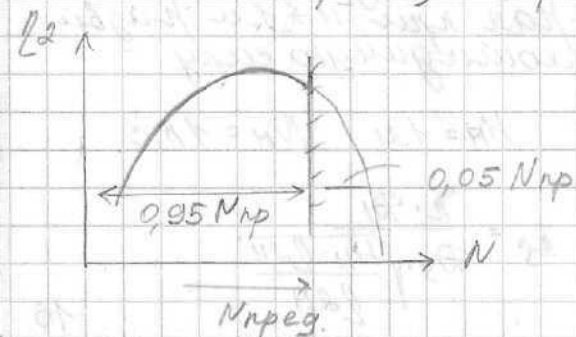
$$k_2 = \frac{k_I' \sqrt{H \Delta}}{\Phi_1}$$

$$k_s = \frac{k_I' \sqrt{H \Delta} \cdot \sqrt{\frac{Q_2' \gamma}{45} \cdot \Phi_1^2 (H \Delta)^{3/2}}}{\Phi_1 (H \Delta)^{5/4}}$$

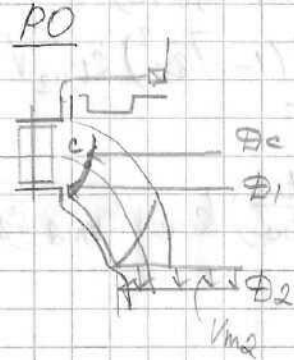
$$= \frac{k_2' \Phi_1 (H \Delta)^{5/4}}{\Phi_1 (H \Delta)^{5/4}} = 3,65 \sqrt{Q_2'} = 3,65 k_I' \sqrt{Q_I' \eta_2}$$



говорят о быст-ти имеют в виду



Связь  $k_s$  с геометрическими пар-ми турбины.



$$N = \frac{Q \gamma H \eta_2}{45}$$

$$Q = F_2 v_{m2} = \frac{\pi \Phi_2^2}{4} k_{vm2} \sqrt{2gH}$$

$$N = \frac{\pi \Phi_2^2}{4} k_{vm2} \frac{\sqrt{2gH}}{45} \gamma H \eta_2 =$$

$$= \frac{\pi \Phi_2^2}{4} \left( \frac{\Phi_2}{\Phi_c} \right)^2 k_{vm2} \frac{\sqrt{2gH}}{45} \gamma H \eta_2$$

$$k_c = \frac{\pi \Phi_c k}{60} = k_{uc} \sqrt{2gH}$$

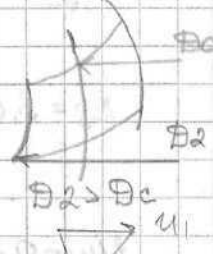
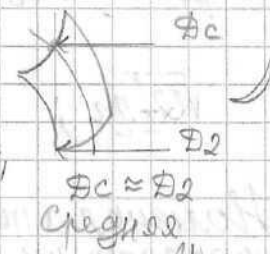
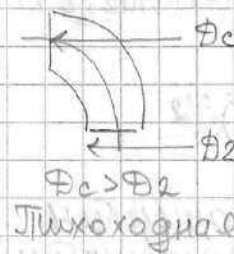
$$\Phi_c = \frac{60 k_{uc} \sqrt{2gH}}{\pi k}$$

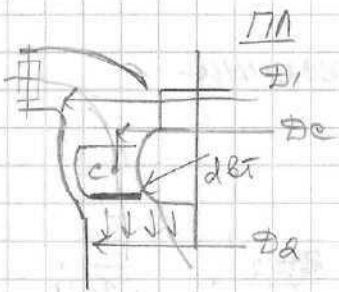
$$N = \frac{\pi}{4} \left( \frac{60 \cdot k_{uc} \sqrt{2gH}}{\pi k} \right)^2 \left( \frac{\Phi_2}{\Phi_c} \right)^2 k_{vm2} \frac{\sqrt{2gH}}{45} \gamma H \eta_2$$

$$k_s = \frac{\pi \sqrt{\frac{\pi}{4} \left( \frac{60 \cdot k_{uc} \sqrt{2gH}}{\pi k} \right)^2 \left( \frac{\Phi_2}{\Phi_c} \right)^2 k_{vm2} \frac{\sqrt{2gH}}{45} \gamma H \eta_2}}{H^{5/4}}$$

$$k_s = 5,76 \left( \frac{\Phi_2}{\Phi_c} \right) k_{uc} \sqrt{k_{vm2} \eta_2}$$

быстроходность можно увеличивать за счет отношения  $\Phi_2$  к  $\Phi_c$





$$\Phi_2 \approx \Phi_1$$

$$\Phi_2 = (0,973 \div 0,975) \Phi_1$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \Phi_1^2 (1 - d_{вТ}^2) k_{vm2} \sqrt{2gh}$$

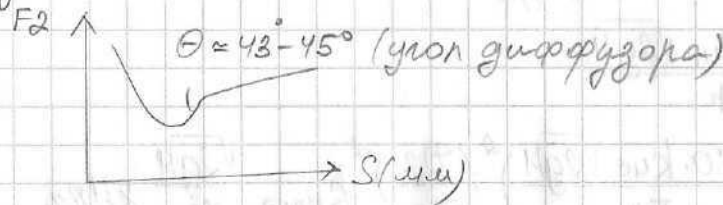
$$d_{вТ}^2 = \frac{Q}{\Phi_1^2}$$

$$k_s = 576 \left( \frac{\Phi_2}{\Phi_c} \right) k_{uc} \sqrt{k_{vm2} \eta_2 \sqrt{1-d_{вТ}^2}}$$

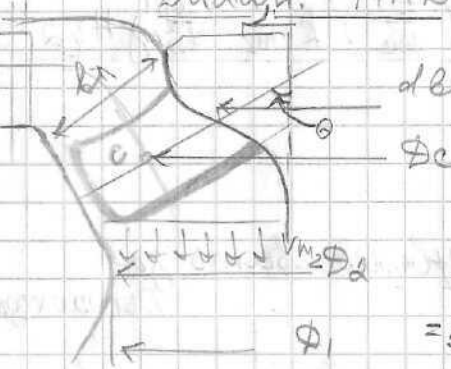
увелич. напор  $\rightarrow d_{вТ} \uparrow$

$$0,35 \leq d_{вТ} \leq 0,55 (0,57)$$

увелич. до 0,6, 0,65 приводит к ухудшению гидравлических и кавитационных кач-к



\$\Phi\_{diag}\$ ППД



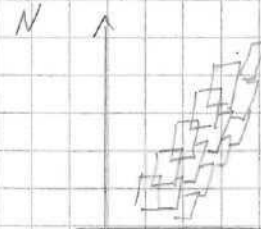
$$\Phi_c = \Phi_1 - \text{в. син } \theta \quad \text{I } \theta: 45^\circ \text{ to } 60^\circ$$

$$k_s = 576 \left( \frac{\Phi_2}{\Phi_c} \right) k_{uc} \sqrt{k_{vm2} \eta_2 \sqrt{1-d_{вТ}^2}}$$

$$k_s = 576 \frac{\Phi_2}{\Phi_1 - \text{в. син } \theta} k_{uc} \sqrt{k_{vm2} \eta_2 \sqrt{1-d_{вТ}^2}}$$

$$k_s = 3,65 \sqrt{Q \eta_2}; \quad \Phi_1 = \frac{\sqrt{N}}{Q_2 \eta_2 (H_0)^{3/2}}$$

Номенклатура гидротурбин  
Чтобы упорядочить выбор гидротурбин  
число серий д.б. минимально возможным.



Унификация и стандартизация дает возможность придать характер серийности некоторым узлам, деталям

Серия характеризуется быстротходностью с небольшими отклонениями (пореш.)  
 $k_s \pm \Delta k_s$  характериз. напором

Номенклат. ряд напоров:

- 1) необходимо установить диапазон напоров  $50 \text{ H}_{\text{min}} \leq H \leq H_{\text{max}} 170 \text{ м}$
- 2) установить величину закругления турбины (экономич. целесообразность)  $k_s 90 \text{ м}$
- 3) установить  $k_{s \text{ min}}$  и  $k_{s \text{ max}}$  430
- 4) число серий 130

$$\text{ППД: } k_s(i+1) = 1,12 k_{si}$$

5) связь между быстротходностью и коэф-том кавитации турбины

$$H_s^{\text{гор}} = 10 - \frac{\nabla}{900} - k_{\sigma} \sigma_T H_p = -10 - 12 \text{ м}$$

Далее необходимо, чтобы  $\sigma_{уст} > \sigma_T$

$$\sigma_{уст} = \frac{H_{ат} - H_d - H_s}{H_p} \approx \text{iden}$$

$$\sigma_{уст} = \sigma_{Т0} k_{\sigma} \cdot k_e \quad k_e = \frac{\sigma_{Тe} (\text{в Р.Т.})}{\sigma_{Т0} (\text{в опт. Р.Т.})} \approx \text{iden}$$

$$k_{\sigma} = (1,2 \div 1,25) = \text{iden}$$

$$\sigma_{Т0} = k_{s0}^{1,7} \cdot 10^{-5}$$

$$\sigma_{Т0} \cdot k_{\sigma} \cdot k_e = k_{s0}^{1,7} \cdot 10^{-5} \cdot k_{\sigma} \cdot k_e = \frac{H_{ат} - H_d - H_s}{H} = \frac{10 - H_s}{H}$$

$$H_{от} - H_d \approx 10 \text{ м вогн. ст}$$

$$k_{s(i+1)} \cdot 10^{-5} = k_{с} \cdot k_e = \frac{10 - H_{s(i+1)}}{H(i+1)}$$

$$k_{s0i} \cdot 10^{-5} \cdot k_{с} \cdot k_e = \frac{10 - H_{si}}{H_i}$$

$$\frac{k_{s(i+1)}}{k_{si}} = \frac{(10 - H_{s(i+1)}) H_i}{H_{i+1} (10 - H_{si})}$$

$$H_{i+1} = H_i \frac{(10 - H_{s(i+1)}) k_{si}}{(10 - H_{si}) k_{s0(i+1)}}$$

№ ступ	1	2	3	4	5	6	7
$k_s$	215	240	270	305	340	380	430
$H \downarrow$	170	141	115,4	89,5	70	58,7	49,5
$H \uparrow$	171,8	142,3	116,4	90,4	71,6	59,3	50
$H$	170	140	115	90	70	60	50

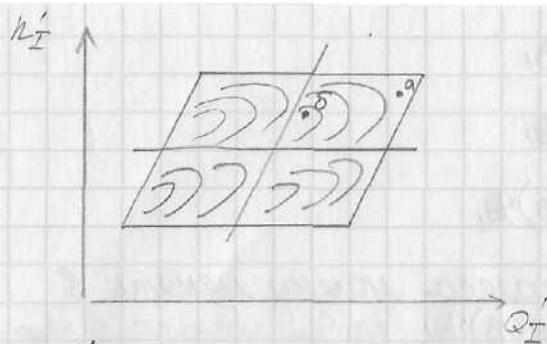
29.03.  
PO

$H(\text{м})$  45 75 115 140 170 230 310 400 500

ЛЛФ 50 60 70 90 115 140 170

ЛЛ 10 20 30 40 50 60 70

Диаметр рабочего колеса



$\Phi_{i \min}$

$\Phi_{i \max}$

$\Delta \eta = 1 \div 1,5\%$  (при переходе из одной точки в другую)  
коэф-т использования расхода

$$\lambda_q = \frac{Q_{i\delta}}{Q_{i\alpha}} = \lambda_q$$

$$\lambda_q \pm \Delta \lambda_q = \lambda_q'$$

$$\Delta \lambda_q \approx 0,05 \quad \lambda_q = 0,9 \div 0,98$$

$$Q'_{i\delta} = Q'_{i(i-1)\alpha}$$

$$\Phi_{i\delta}^2 (Q'_{i\delta} \sqrt{H}) = \Phi_{i(i-1)}^2 (Q'_{i\alpha} \sqrt{H})$$

$$\Phi_{i\delta} = \Phi_{i(i-1)} \sqrt{\frac{Q'_{i\alpha}}{Q'_{i\delta}}} = \frac{\Phi_{i(i-1)}}{\sqrt{\lambda_q}} = \frac{\Phi_{i(i-1)}}{\sqrt{\lambda_q \pm \Delta \lambda_q}}$$

$$\lambda_q = 0,88 \div 0,98$$

Большие коэф-ты для меньших диаметров р.к.

$$P_{\Phi} = 1,065 \div 1,135$$

$$P_{\Phi} = \frac{1}{\sqrt{\lambda_q'}}$$

$$\Phi_0 = k \cdot \Phi_1$$

диаметра

$$PO: \Phi_0 = (1,2 \div 1,25) \Phi_1$$

$$ЛЛ: \Phi_0 = (1,2 \div 1,25) \Phi_1$$

$$\Theta = 60: \Phi_0 = (1,28 - 1,32) \Phi_1$$

$$\Theta = 45: \Phi_0 = (1,3 - 1,35) \Phi_1$$

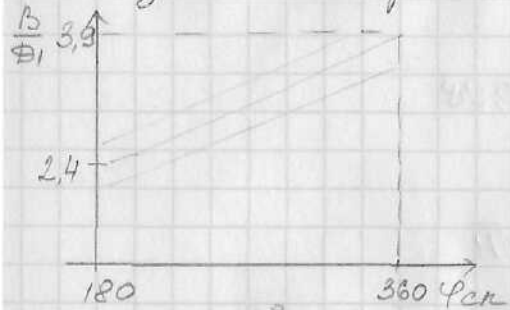
$$\Theta = 30: \Phi_0 = (1,35 - 1,375) \Phi_1$$

Диаметр рабочего колеса можно менять в пределах  $\Phi_1 \pm (0,02 - 0,03) \Phi_1$  (чтобы попасть в хар-ку  $K_T(\Theta)$ )

Гидромеханический расчет спиральных турбинных камер.

Метод постоянства момента ср-ти  $v_{\text{ср}} \approx \text{const} + k$

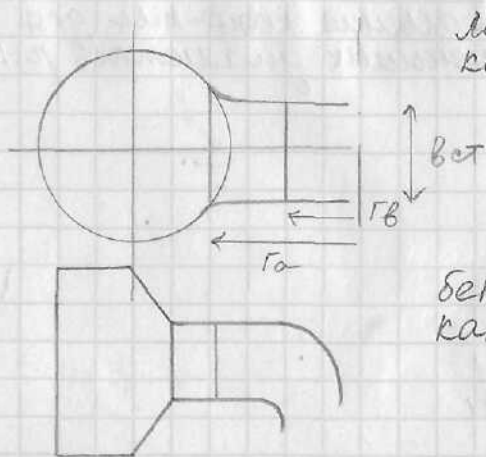
Все спирал. камеры с углом обхвата  $\varphi_{\text{ср}} > 180^\circ$  показывают хорошие хар-ки



Ширина блока  $B_{\text{бл}} = 3,9 \Phi_1$

На низконапорных применяют спирал. камеры с  $\varphi < 180^\circ$

при  $\varphi < 180^\circ$   $v$ -и постоянства ср. ср-тей от входа убывание



металлич. спиральн. камера с  $\varphi_{\text{ср}} = 345^\circ - 360^\circ$

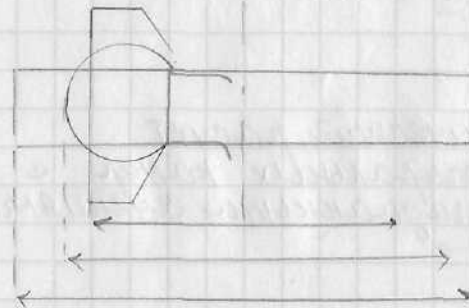
бетонная спиральная камера с  $135^\circ < \varphi_{\text{ср}} < 270^\circ$

между 2-мя  $\Pi$ -ыми плоскостями  $\varphi \text{ т д б е л}$   
образ логарифм спираль  $\Gamma = A e$

$$v_r = \frac{Q}{2\pi r b} \quad v_u = \frac{v}{3} = \frac{2\pi r v_u}{2\pi r}$$

$$\text{т д б е л} = \frac{v_r}{v_u}$$

При  $\varphi = 0: A = \Gamma b$   
 $\Gamma = \Gamma b e^{\varphi \text{ т д б е л}}$



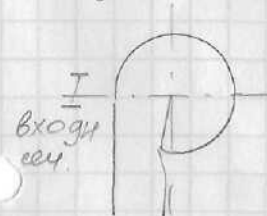
Заменяем на равнобедренную или прямоугольную камеру, уменьшая логарифм спираль  $v_{\text{ср}} = \text{const} + k$

$\Phi_0$  задан  $H(m)$ : расчетный и максимальный диаметр рабочего колеса  $\Phi_1 \rightarrow \Phi_0$  и  $\Phi_0$  (радиан. размеры статора) По канону от-ем вет. (и а) в зав-ти от напора выбираем  $\varphi_{\text{ср}}$ :

$$H < 70 \text{ м} \quad 180^\circ \leq \varphi \leq 270^\circ$$

$$H > 70 \text{ м} \quad \varphi_{\text{ср}} = 345^\circ - 360^\circ$$

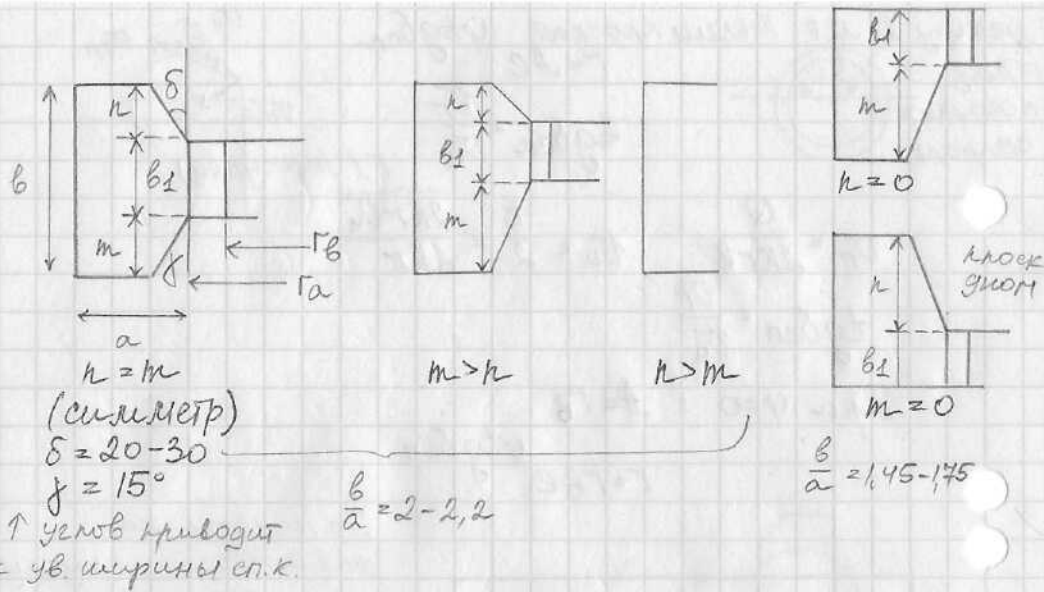
На большие напоры спирал. камеры металлич. задается ср-тью на входном сечении  $v_{\text{вх}}$



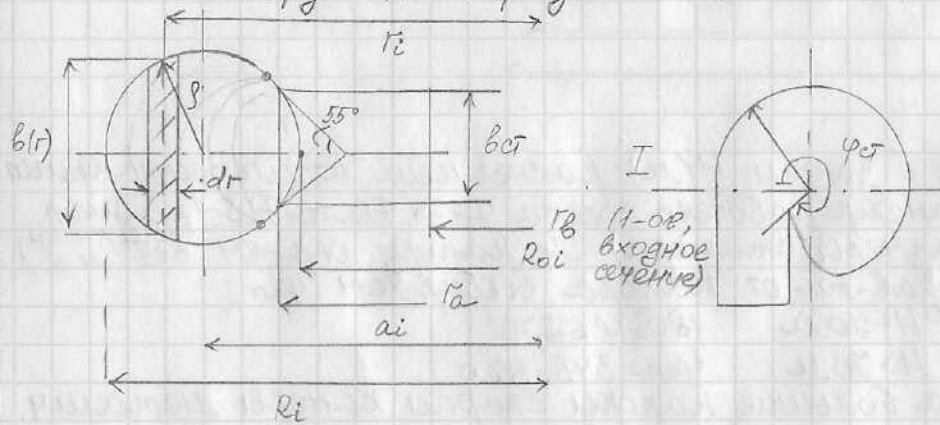
$$v_{\text{вх}} = K_v v_H \quad K_v = 0,55 - 1,1$$

метал. ср.к  $v_{\text{вх}} < 15 \text{ м/с}$   
бетон. ср.к  $v_{\text{вх}} < 7,5 \text{ м/с}$  (связано с разрыванием бетона)

мет. ср.к рассчитаны на полное восприятие давлений



5.04. Гидромеханический расчет металлических спиральных камер с круглыми перидиальными сечениями



$$v_{u,r} = \text{const} = k$$

$$d\theta = dF v_u = b(r) dr v_u = b(r) dr \frac{k}{r}$$

$$Q_i = \int_{r_b}^{r_i} \frac{b(r)}{r} dr k = k \int_{r_b}^{r_i} \frac{b(r)}{r} dr$$

$$\left[ \frac{b(r)}{2} \right]_{r_b}^{r_i} + (r_i - a_i)^2 = \rho_i^2$$

$$b(r) = 2\sqrt{\rho_i^2 - (r_i - a_i)^2}$$

$$Q_i = 2k \int_{R_{oi}}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr = 2k \int_{R_{oi}}^{R_i} \sqrt{\rho_i^2 - (r_i - a_i)^2} \frac{dr}{r} =$$

$$= 2\pi k (a_i - \sqrt{a_i^2 - \rho_i^2}) = 2\pi k [(R_{oi} + \rho_i) - \sqrt{(R_{oi} + \rho_i)^2 - \rho_i^2}]$$

$$= 2\pi k [(R_{oi} + \rho_i) - \sqrt{R_{oi}^2 + 2R_{oi}\rho_i}]$$

Для того чтобы опре-ть к-пост. момента сп-ми

$$\textcircled{1} v_{bx} = k_b \sqrt{H}$$

$$F_I = \frac{Q_I}{v_{bx}} = \frac{Q_{\text{фел}}}{v_{bx}} = \pi \rho_i^2$$

$$\rho_i = \sqrt{\frac{Q_{\text{фел}}}{\pi v_{bx}}}$$

Определяем на стадии проектирования  $\Phi_I$  и  $Q$ , фел

выбирают радиусы статора  
 выбирают высоту статора  $v_{bx}$

$$Q_{bx} = 2\pi k [(R_{oI} + \rho_I) - \sqrt{R_{oI}^2 + 2R_{oI}\rho_I}] = \frac{Q_{\text{фел}}}{360}$$

$$k = \frac{Q_{\text{фел}}}{720\pi [(R_{oI} + \rho_I) - \sqrt{R_{oI}^2 + 2R_{oI}\rho_I}]}$$

оно остается постоянным для всех сечений

$$Q_i = \frac{Q_{\text{фел}}}{360} = 2\pi k [(R_{oi} + \rho_i) - \sqrt{R_{oi}^2 + 2R_{oi}\rho_i}]$$

Далее вписывают сечения

$$\rho_i = \frac{720\pi k}{Q} [(R_{oi} + \rho_i) - \sqrt{R_{oi}^2 + 2R_{oi}\rho_i}]$$

C - постоянная спирали

$$\varphi_i = C(R_{oi} + p_i) - C\sqrt{R_{oi}^2 + 2R_{oi}p_i}$$

$$\varphi_i - C(R_{oi} + p_i) = -C\sqrt{R_{oi}^2 + 2R_{oi}p_i}$$

$$\varphi_i^2 - 2\varphi_i C(R_{oi} + p_i) + C^2(R_{oi} + p_i)^2 = C^2(R_{oi}^2 + 2R_{oi}p_i)$$

Раскроем скобки и разделим на  $C^2$

$$\frac{\varphi_i^2}{C^2} - 2\frac{\varphi_i}{C}R_{oi} - 2\frac{\varphi_i}{C}p_i + p_i^2 = 0$$

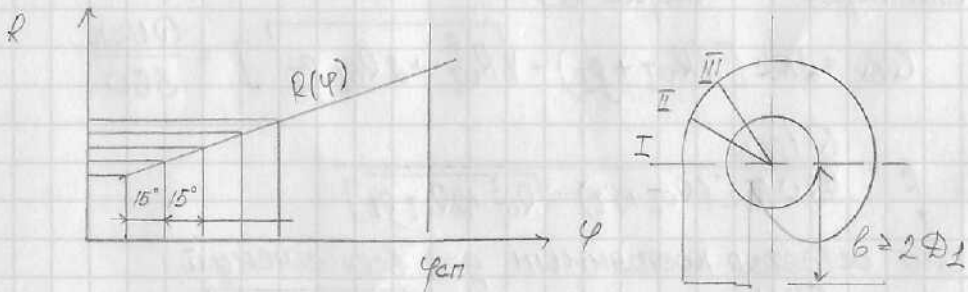
$$\left(\frac{\varphi_i}{C} - p_i\right)^2 = 2\frac{\varphi_i}{C}R_{oi}$$

$$\frac{\varphi_i}{C} - p_i = \sqrt{2\frac{\varphi_i}{C}R_{oi}}$$

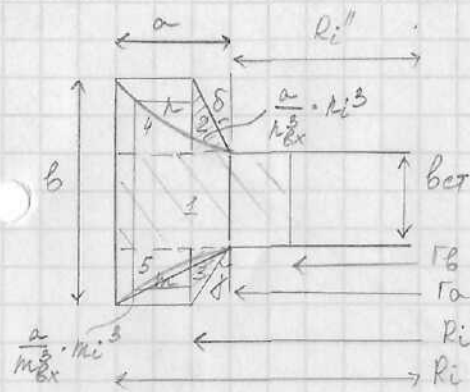
$$p_i = \frac{\varphi_i}{C} - \sqrt{2\frac{\varphi_i}{C}R_{oi}}$$

$\varphi_i = \text{задаем} \rightarrow p_i$

$$R_i = a_i + p_i$$



Гидромеханический расчет  
спиральных камер  
с тавровыми (трапециевидными)  
меридианными сечениями



Задаем  $\Phi, H, Q$   
выбираем  $\varphi_{\text{сп}} (H)$   
 $180 \leq \varphi_{\text{сп}} \leq 270^\circ (255)$   
чем  $\uparrow H$ , тем  $\varphi_{\text{сп}} \uparrow$

$\left(\frac{b}{a}\right)_T$   
Тупиннаем  $v_{\text{вх}} \approx 7,5 \text{ м/с}$

$$Q_I = \frac{Q_{\text{сп}}}{360}$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{Q_I}{v_{\text{вх}}}$$

$$Q_I = \frac{Q_{\text{сп}}}{360} \cdot k \int_{r_B}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr$$

$$Q_i = \frac{Q_{\varphi_i}}{360} k \int_{R_i}^{R_i''} \frac{b(r)}{r} dr = k J_i = k (J_{i1} + J_{i2} + J_{i3} + J_{i4} + J_{i5})$$

$$= k \left[ \int_{r_B}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr + \int_{r_a}^{R_i} \frac{(r-r_a) \text{ctg} \delta}{r} dr + \int_{r_a}^{R_i'} \frac{(r-r_a) \text{ctg} \gamma}{r} dr + \right. \\ \left. + \int_{R_i''}^{R_i} \frac{n_{\text{max}}}{r} dr + \int_{R_i'}^{R_i} \frac{m_{\text{max}}}{r} dr \right]$$

$$J_{i1} = \int_{r_B}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr = b_{\text{сп}} \cdot \ln \frac{R_i}{r_B}$$

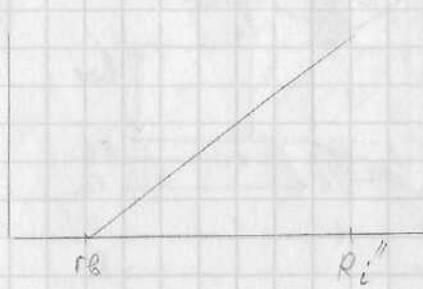
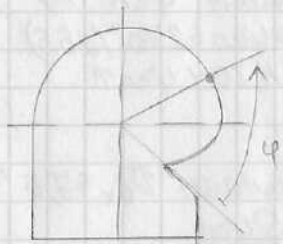
$$J_{i2} = \int_{r_a}^{R_i} \frac{(r-r_a) \text{ctg} \delta}{r} dr = n_{\text{max}} - r_a \ln \frac{R_i}{r_a} \text{ctg} \delta$$

$$J_{i3} = \int_{r_a}^{R_i'} \frac{(r-r_a) \text{ctg} \gamma}{r} dr = m_{\text{max}} - r_a \ln \frac{R_i'}{r_a} \text{ctg} \gamma$$

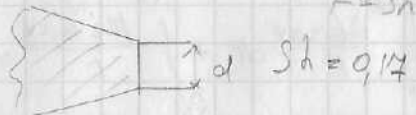
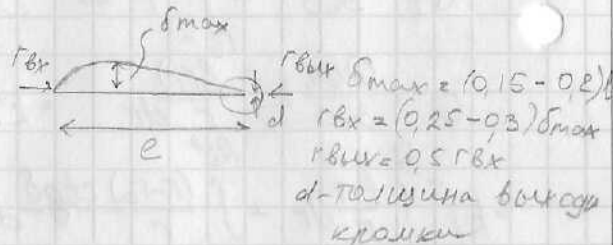
$$J_{i4} = \int_{R_i''}^{R_i} \frac{n_{\text{max}}}{r} dr = n_{\text{max}} \cdot \ln \frac{R_i}{R_i''}$$

$$J_{i5} = \int_{R_i'}^{R_i} \frac{m_{\text{max}}}{r} dr = m_{\text{max}} \cdot \ln \frac{R_i}{R_i'}$$

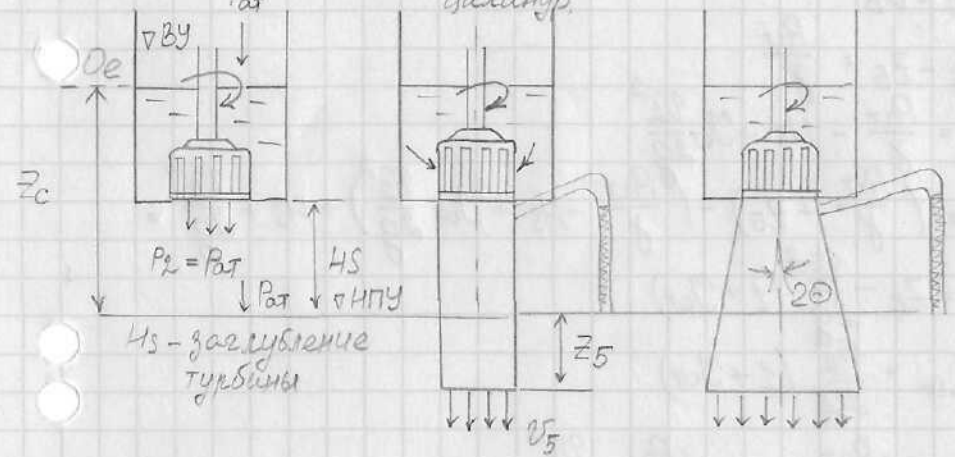
$$Q_i = k \gamma_i = \frac{Q_{\text{пр}}}{360}$$



$$\frac{z_0}{2} \leq z_n < z_0$$



### 12.04. Принцип действия отсасывающей трубы.



1. Напор - разность удельных энергий на входе и выходе

$$\text{вход} \left( \frac{P_{\text{ат}}}{\gamma} + z_c + \frac{v_c^2}{2g} \right) - \left( \frac{P_2}{\gamma} + H_s + \frac{v_2^2}{2g} \right) \text{ на выходе}$$

$$v_c^2 = 0$$

$$\frac{P_{\text{ат}}}{\gamma} + z_c - \frac{P_2}{\gamma} - H_s - \frac{v_2^2}{2g} = z_c - (H_s + \frac{v_2^2}{2g})$$

$$\sum h_w = H_s + \frac{v_2^2}{2g}$$

сумма потерь

$$2. \left( \frac{P_{\text{ат}}}{\gamma} + z_c \right) - \left( \frac{P_2}{\gamma} + H_s + \frac{v_2^2}{2g} \right)$$

Ур-е Бернулли 2-5

$$\frac{P_2}{\gamma} + H_s + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_5}{\gamma} - z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + \xi \frac{v_2^2}{2g}$$

$\zeta$  - потери в отсасывающей трубе, отнесенные к ск-ти на выходе

$$v_2 = v_5$$

$$P_5 - z_5 = \frac{P_{at}}{\gamma}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - H_s + \gamma \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H = \left( \frac{P_{at}}{\gamma} + z_5 \right) - \left( \frac{P_{at}}{\gamma} - H_s + \gamma \frac{v_2^2}{2g} \right) + H_s + \frac{v_2^2}{2g} =$$

$$= z_e - \frac{v_2^2}{2g} (1 + \zeta_{от})$$

$$\sum h_{hw} = \frac{v_2^2}{2g} (1 + \zeta_{от})$$

$$3. H = \left( \frac{P_{at}}{\gamma} + z_e \right) - \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_s \right)$$

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_s = \frac{P_5}{\gamma} - z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - \frac{v_2^2 - v_5^2}{2g} - H_s + \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H = \left( \frac{P_{at}}{\gamma} - z_e \right) - \frac{P_{at}}{\gamma} - \left( \frac{v_2^2 - v_5^2}{2g} - H_s + \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + H_s = \right)$$

$$= z_e - \left( \frac{v_2^2 - v_5^2}{2g} \right) + \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g}$$

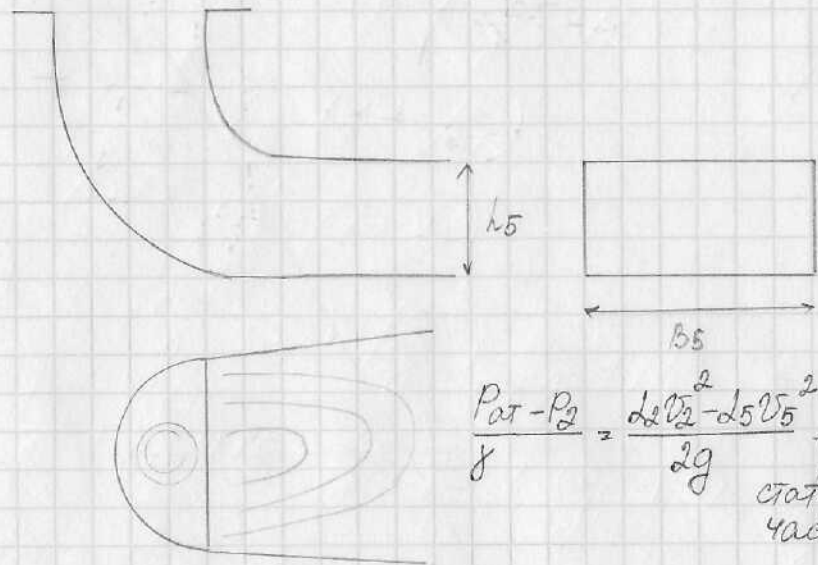
$$\sum h_{hw} = \frac{v_2^2 - v_5^2}{2g} + \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g}$$

Важно правильно угол расширения  $2\theta$ , если он большой то возникнут отрывы потока и большие потери, если маленький, то разряжение будет небольшим

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{L_2 v_2^2}{2g} + H_s = \frac{P_5}{\gamma} - z_5 - \frac{L_5 v_5^2}{2g} + \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g}$$

$L$  - коэф-т неравномерного распределения кинетической энергии

$L_2 \sim 1,0$  близок к равномерному



$$\frac{P_{at} - P_2}{\gamma} = \frac{L_2 v_2^2 - L_5 v_5^2}{2g} + H_s - \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g}$$

статическая часть

$\zeta_{от}$  коэф-т восстановления отношения динамического разряжения под рабочим колесом

$\Delta v$  - динамическое разряжение

$$\Delta v = \frac{L_2 v_2^2 - L_5 v_5^2}{2g} - \zeta_{от} \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} (1 - \zeta_{от}) - \frac{L_5 v_5^2}{2g}$$

$$L_2 = 1$$

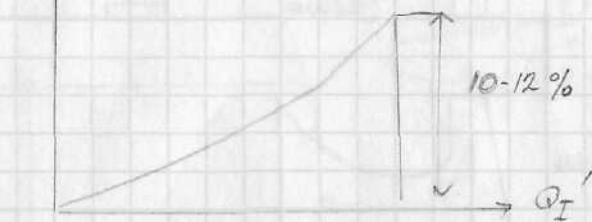
$$\zeta_{от} = \frac{\Delta v}{v_2^2 / 2g} = \frac{v_2^2}{2g} (1 - \zeta_{от}) - \frac{L_5 v_5^2}{2g}$$

$$= (1 - \zeta_{от}) - L_5 \frac{v_5^2}{v_2^2}$$

Чем выше  $\zeta_{от}$ , тем выше КПД турбины



$$(1 - \eta_{от}) \frac{V_2^2}{2g} = \zeta_{от} \frac{V_2^2}{2g} + \frac{25V_5^2}{2g}$$



### Энергетические кар-ки гидротурбин

их проточные части отрабатываются на уменьшенных моделях.

Есть ряд ограничений, в первую очередь Re

$$Re = \frac{V \Phi}{\nu}$$

Re м << Re н (от 50-100 раз)  
большая разница в размерах, калорах.

Сущ-ет большая зона автомодельности, где потери не зависят от числа Re

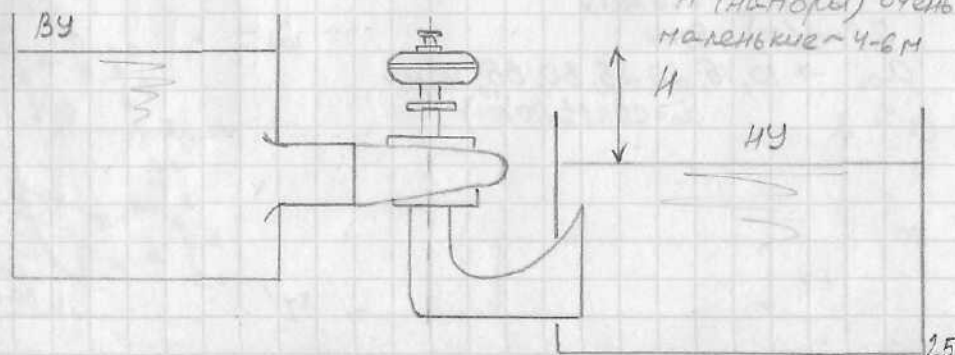
$$Re_{min} \geq 10^6$$

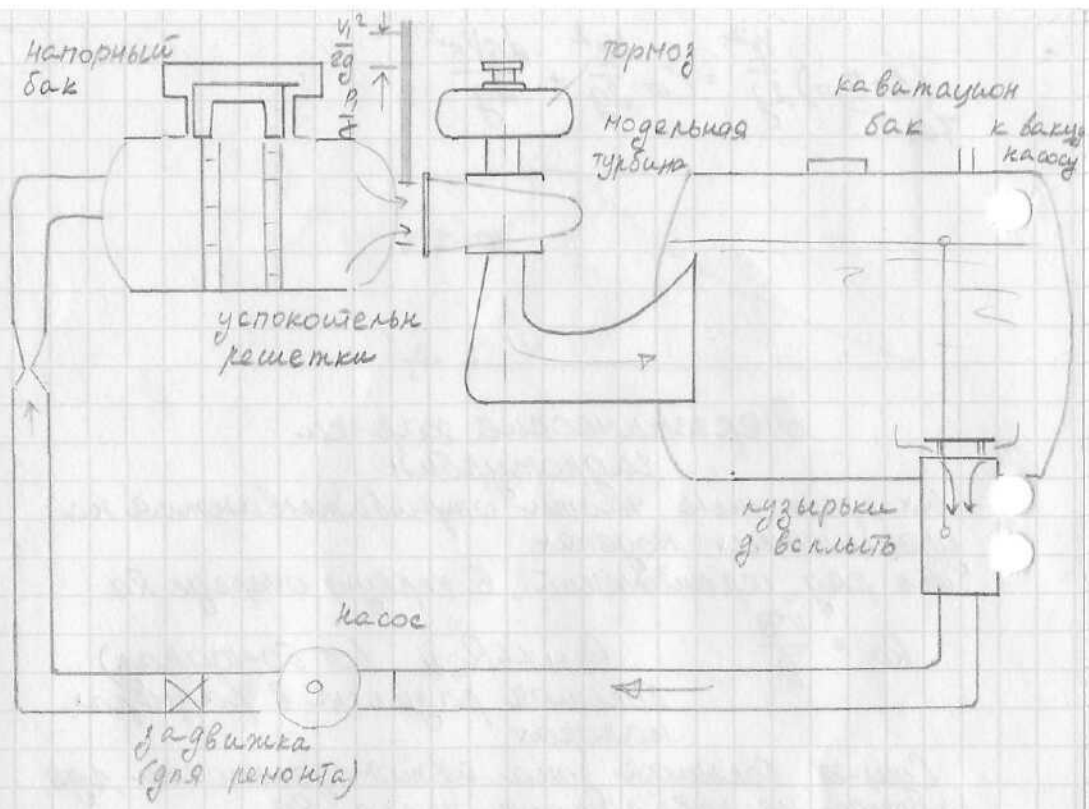
Сущ-ют ограничения по  $\Phi, H$

	H, м	$\Phi$
РД	5	$D_2 \geq 250 \text{ мм}$
ПЛ, ПЛД	2	$\Phi_1 \geq 300 \text{ мм}$

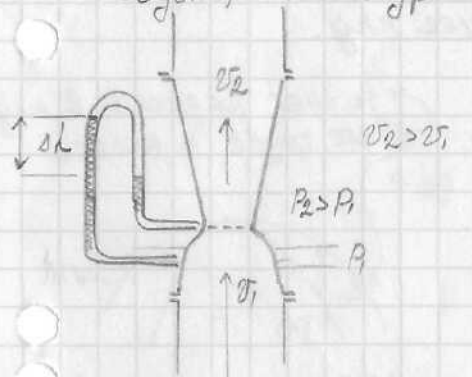
$\Phi_{1n} \geq 350 \text{ мм}$  норм. сост.  
 $T = 30^\circ \text{C}$  з.б.

Стенды бывают: открытые (энергетические)  
закрытые (энергокавитационные)





В каждом режиме снимаем  $R, N, Q, P$  косвенно измеряется  
число оборотов (тахометр) напором (манометр)  
усилие (сила) на тормозе

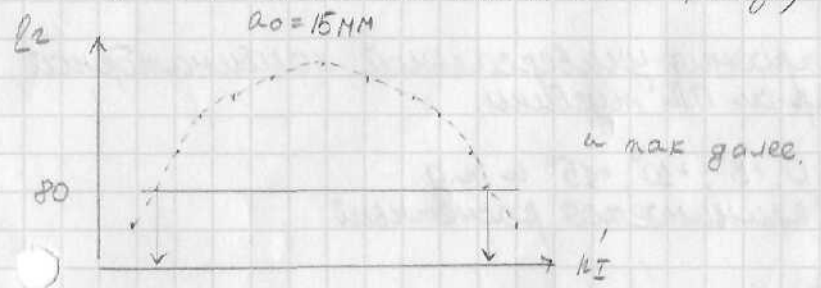


Считаем  $n_T = \frac{\pi \Phi}{\sqrt{H}}$  приведенные обороты  
 $Q_I = \Phi \sqrt{H}$  отобранная мощность  
 $P_2 = k \frac{P_1 R}{Q \cdot H}$  коэф-т выбиратом т.о. чтобы он был целым

$$\eta_c = \frac{N_T}{N_p} = \frac{Q H \omega \chi}{Q \chi H}$$

$$\omega = \frac{\pi R}{30}$$

$$N = M \omega = P \cdot R \cdot \omega \quad (R - \text{плечо на тормозе})$$

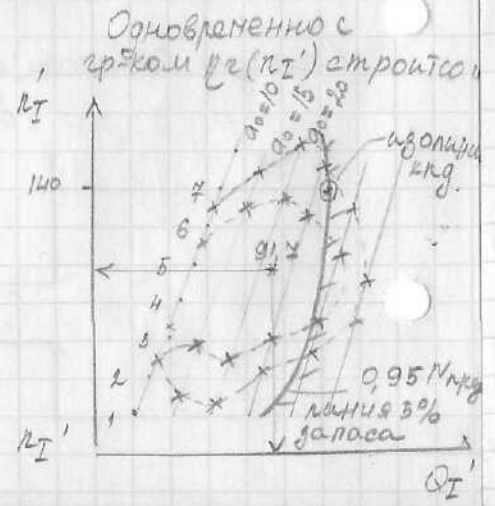


10.04. Рабочие энергетические карты и универсальные

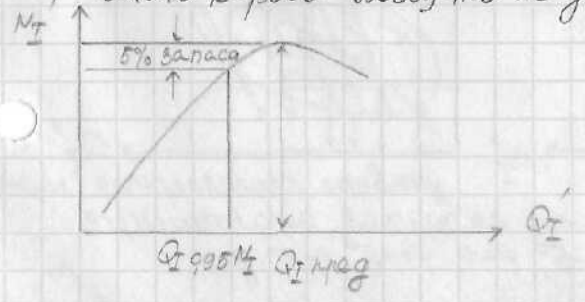
Карты шестиклопастной (Р.О)



$a_{0 \text{ min}} \rightarrow a_{0 \text{ max}}$   
 $2,5 \text{ мм} (10) + 5 \text{ мм}$   
 $a_{0i} \rightarrow 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 \text{ мм}$   
 $a_0 = \text{const} (10 \text{ мм})$

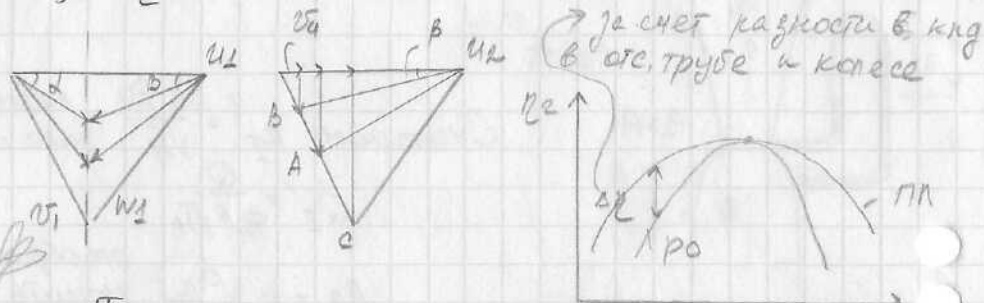


На базе этих 2-х карт строят универсальную карту  
 Режим с макс.  $\eta_{\text{нд}}$  - оптимальный режим  
 У РО турбин существует предельное значение мощности, выше  $R$ -ого мощность не увеличивается.



Характеристики Поворотнолопастных турбин. Работают в комбинаторном режиме - такие режимы, когда при взаимно согласованном расположении лопаток н.а. и углов лопастей рабочих колес достигается наивысшее кпд.

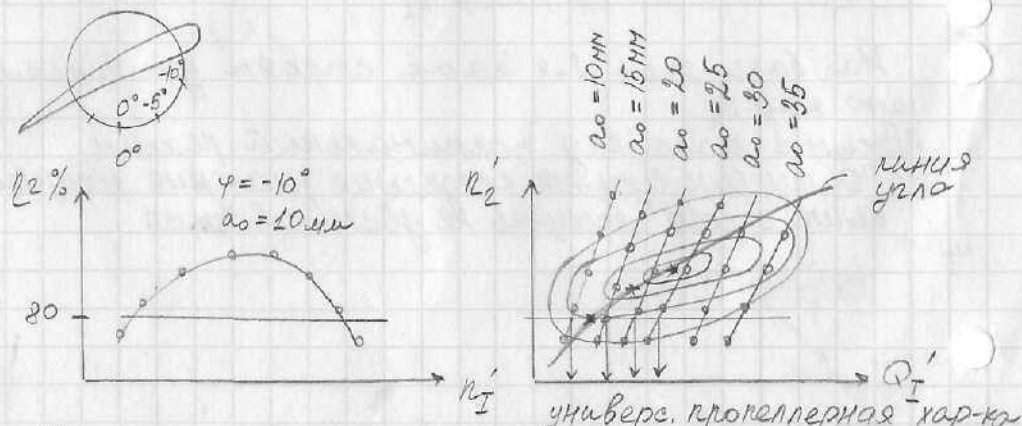
$(\alpha_0) \rightarrow \eta_{max}$



Положительные стороны использования 1) Если на ТЭС большие перепады температур 2) на малоагрегатных ТЭС, если нагрузка падает в большой зоне вибрации  $\rightarrow$  износ

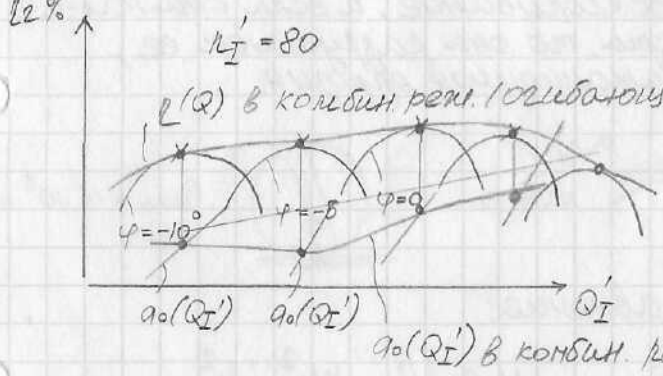
23.04. Построение универсальной комбинаторной хар-ки ПЛ турбины.

$\varphi = -10^\circ; -5^\circ; 0; +5^\circ; +10^\circ; +15^\circ$  и т.д. За  $\alpha_0$  угол принимается расчетный



Точно такие же хар-ки строятся аналогичные модел. хар-ки при  $\varphi = -5^\circ; \varphi = 0; \varphi = +5^\circ$  и т.д.

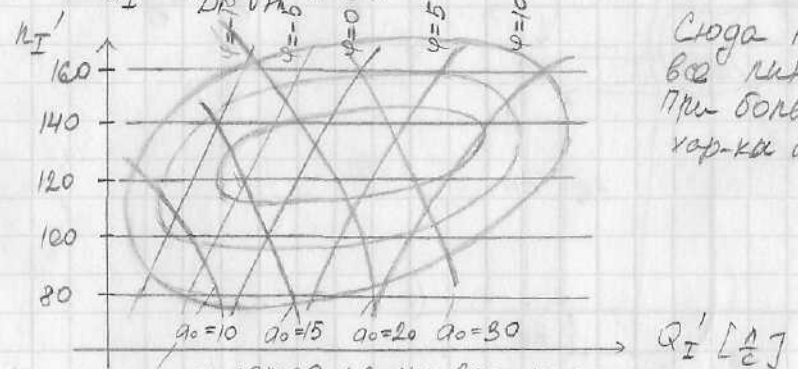
На базе пропеллерных хар-к строится универсальная комбинаторная хар-ка



Таких хар-к будет несколько. Затем берем \* и наклоним их на универс. пропелл. хар-ку и строим линии угла.

$$\eta_I' = \frac{\eta \Phi}{\sqrt{H}} \left[ \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right]$$

$$Q_I' = \frac{Q}{\Phi \sqrt{H} \alpha_0} \left[ \frac{\text{л}}{\text{с}} \right]$$

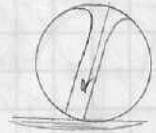
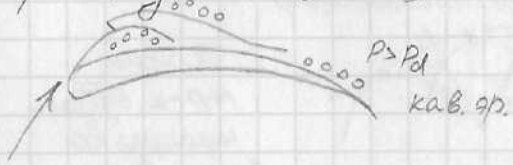


переносится из универс. хар-к. Далее наклоним на эту сетку линии кпд.

Универсальная комбинаторная хар-ка модельной гидротурбины ПЛ 40-В-3.5 (СН) Прикладывается

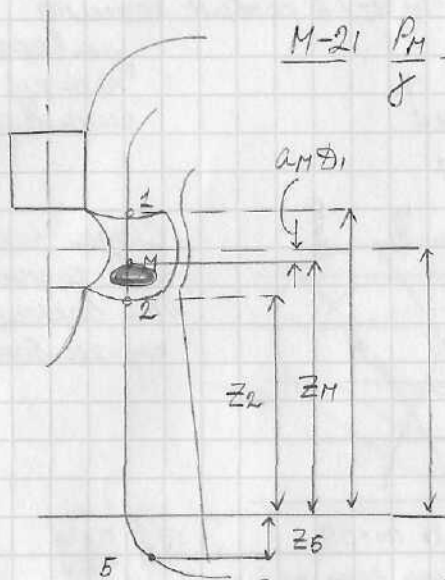
Кавитация гидротурбины. Кавитация наступает когда: давление в какой либо точке проточной части достигает давления насыщенных паров. Холодное вскипание. Нарушает сплошность потока, снижает величину

преобраз. энергии (срыв мощ-ти), образуются парогазовые пузырьки → попадают в зону где  $P > P_d$  и происходит схлопывание, и если они нах-ся в критичной части, то они разрушают ее, происходит кавитационная эрозия.



$P_{max} = 15 \cdot 10^3 \text{ атм.}$

Основное уравнение:



$$\begin{aligned} \text{M-21} \quad \frac{P_M}{\gamma} + \frac{W_M^2}{2g} - \frac{U_M^2}{2g} + z_M &= \\ &= \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g} + z_2 + \Sigma h \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{P_M}{\gamma} = \frac{P_{min}}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2 - W_M^2}{2g} + \frac{U_M^2 - U_2^2}{2g} - z_M + z_2 + \Sigma h \\ = \frac{P_2}{\gamma} - \left( \frac{W_M^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_M^2}{2g} + z_M - z_2 \right) \end{aligned}$$

$$\text{2-51} \quad \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_5}{\gamma} - z_5 + \frac{2.5 V_5^2}{2g} + \sum_{\sigma} \frac{V_2^2}{2g}$$

$\frac{P_{at}}{\gamma}$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} + (1 - \eta_{\sigma}) \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} - z_2 = \frac{P_{at}}{\gamma} - \eta_{\sigma} \frac{V_2^2}{2g} - z_2$$

$$\frac{P_{min}}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - \eta_{\sigma} \frac{V_2^2}{2g} - z_2 - \left( \frac{W_M^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_M^2}{2g} \right) - z_M + z_2$$

$$z_M = H_s - a_M \Phi_1$$

$$\frac{P_{min}}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - H_s + a_M \Phi_1 - \eta_{\sigma} \frac{V_2^2}{2g} - \left( \frac{W_M^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_M^2}{2g} \right)$$

Вычтем из правой и левой части давление насыщ. паров  $H_{at}$   $H_d$

$$\frac{P_{min}}{\gamma} - \frac{P_d}{\gamma} = \left( \frac{P_{at}}{\gamma} - \frac{P_d}{\gamma} - H_s \right) - \left[ \frac{W_M^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_M^2}{2g} + \eta_{\sigma} \frac{V_2^2}{2g} \right]$$

$$\frac{P_{min} - P_d}{\gamma} = \left[ \frac{H_{at} - H_d - H_s}{H} - \left( \frac{W_M^2 - W_2^2}{2gH} + \frac{U_2^2 - U_M^2}{2gH} + \eta_{\sigma} \frac{V_2^2}{2gH} \right) \right] H$$

будет кавитация установки
кавитация в турбине отсутствует, если  $\text{будет} > \text{бт}$

$$\frac{P_{min} - P_d}{\gamma} = (\text{будет} - \text{бт}) H$$

$$\text{будет} = \frac{H_{at} - H_d - H_s}{H} \quad \text{будет} \approx \text{бт} - \text{начало кавитации}$$

$\text{будет} < \text{бт} - \text{развитая стадия кавитации}$

$\text{бт}$  зависит от геометрии и окр-ся режимов работы  
 0 плоскость отсчета  $H_s$  д.б. выше возм. зоны кавитации

26.04.

$$\frac{P_{min} - P_2}{\gamma} = H (\text{буст} - \text{бТ})$$

зависит от режима работы турбины и от ее ее св-в-ств

буст > бТ во всем поле кпд  
H<sub>с</sub> - доп. высота заглублиения (отсасывания)  
задается такой, чтобы она была экономически обоснованной

выбор допустимой высоты отсасывания

$$H_s = H_{at} - H_d - \text{буст} \cdot H$$

$$H_{at} = P - \frac{\nabla}{900} = 10,33 - \frac{\nabla}{900}$$

барометрич. давление (760 мм рт.ст.)

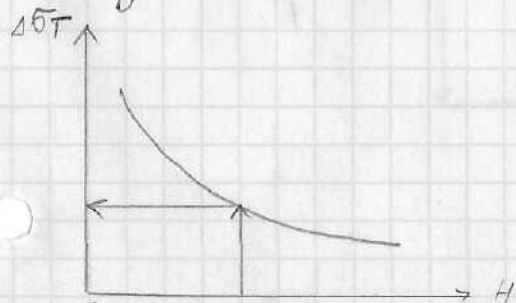
$\nabla$  - отметка расположения данной станции  
↑ означает, что с 1 на 900м барометрич. давление 1-ая на 1 мм водн.ст.

$$\text{буст} = k_{\sigma} \cdot \text{бТ} = (1,1 - 1,25) \text{бТ}$$

$k_{\sigma} = 1,1 - 1,25$   
коэф-т запаса

расчетный напор тот миним напор при кот. ГЭС начин. выдавать колим. мощ-ть

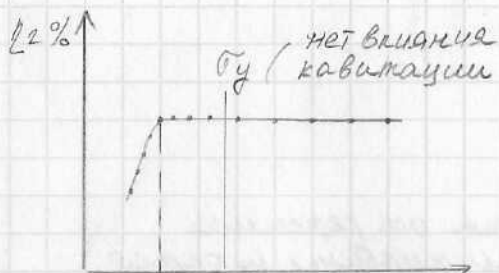
$$\text{буст} = \text{бТ} + \Delta \text{бТ}$$



$$H_s^{\text{доп}} = 10,33 - \frac{\nabla}{900} - \text{бТ} \cdot k_{\sigma} \cdot H_{рас}$$
$$= 10,33 - \frac{\nabla}{900} - H_{рас} (\text{бТ} + \Delta \text{бТ})$$
$$= 10,33 - \frac{\nabla}{900} - H_s - \Delta H_s$$

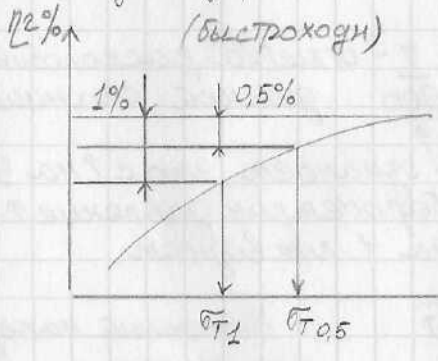
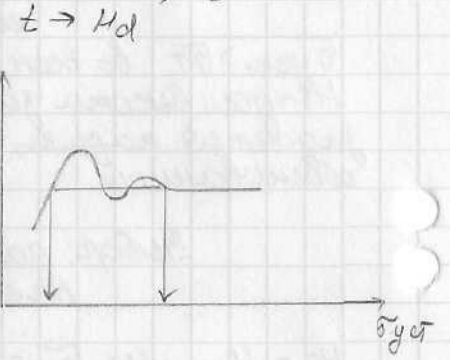
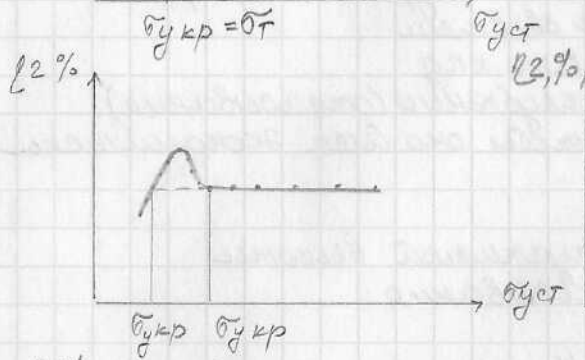
запас ко кавитату.

Определение кавитации  $\Delta H_s = 1,5 \text{ м}$   
прямо и косвенный (по поведению других хар-к турбины: кпд, P)  
отр. в каждой точке.



$$\sigma_{уст} = \frac{H_0 - H_d - H_s}{H} = \frac{(B - V) - H_d - H_s}{H}$$

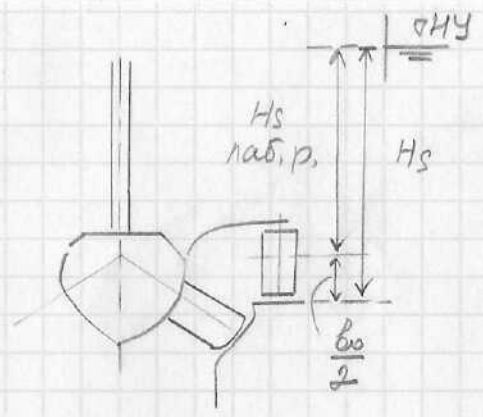
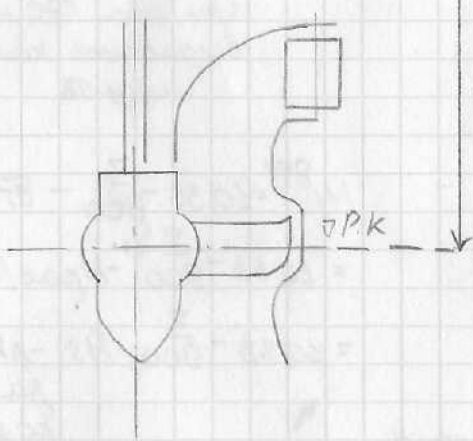
$n_D' = const$   
 $H = const, Q_D' = const$   
 $t \rightarrow H_d$



$$F_{гм} = F_{гн}$$

$$\left(\frac{E_m}{g_m \Phi_{гм}}\right)^{0.5} = \left(\frac{E_n}{g_n \Phi_{гн}}\right)^{0.5}$$

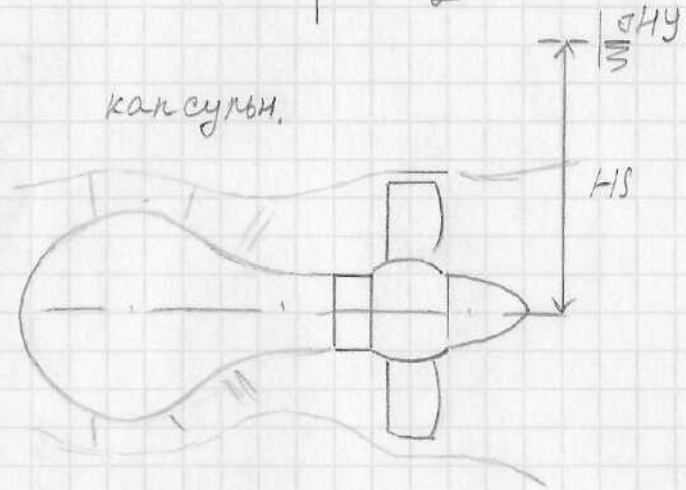
$$\sigma_{гм} = \sigma_{гн}$$



$$H_s = 10,33 - \frac{\Delta}{900} - H_s - \Delta H_s + \frac{b_0}{2}$$

ПДБ и РО

капсулы.



$$H_s = 10,33 - \frac{\Delta}{900} - H_s - \Delta H_s - \frac{\Phi_1}{2}$$

Выбор отметки рабочего колеса

$\sigma_{ПК} = H_s + \sigma_{НУ} рас$   
 Минимальная мощность ограничивается (из-за кавитации) по турбине