

ГИДРОТУРБИНЫ

Б. Л. Буниatian

Испытание турбины микрогэс Ереванского машиностроительного завода

Изготавливавшаяся в Армении микрогэс, мощностью от 8 до 20 квт, была предназначена для электрификации отдельных колхозов. Опыт [1] показал, что входящая в агрегат турбина не отвечает своему назначению, так как она удовлетворительно работает только при расчетном расходе воды. При уменьшении расхода воды в водотоке регулирующий конус турбины, опускаясь, создает большие потери напора, приводящие к резкому снижению *кпд*. Поэтому Ереванским заводом, по рекомендации Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашиностроения (ВИГМ), установлен в проточной части турбины, ниже конуса, осевой направляющий аппарат с неподвижными лопатками. После внедрения этого мероприятия в производство выпускавшиеся турбины не подвергались испытанию и их характеристики завод не имеет. При массовом производстве необходимо иметь характеристики турбин для количественной оценки эффективности их работы. Следовательно, становится необходимой постановка исследований с целью установления оптимального *кпд* турбины, а также влияния регулирующего конуса и направляющего аппарата как при совместной, так и при раздельной работе.

Описание конструкции и принцип действия турбины

Первый тип турбины микрогэс, изготовления Ереванского машиностроительного завода, мощностью 16 л. с. с расчетным расходом 360 л/сек, расчетным напором 5,2 м, числом оборотов 1000 в минуту, коэффициент быстроходности $P_n = 510$, имел тот крупный недостаток, что у него нехорошая характеристика.

В 1943 г. эта турбина была подвергнута испытаниям в ВИГМ [2]. При этом выяснилось, что регулирование при помощи конуса не обеспечивает нормальной работы агрегата; при уменьшении расхода на 16%, *кпд* снижается на 60%, приводя, естественно, к очень низкому *кпд*.

Это объясняется несоответствием между циркуляцией, создаваемой камерой и требуемой колесом. Поэтому заводом были введены

некоторые изменения в конструкцию проточного тракта, а именно: в целях повышения $\eta_{\text{кпд}}$ и устранения указанных дефектов, а также для создания серий усовершенствованных турбин, работающих при разных напорах и расходах, введен осевой направляющий аппарат с неподвижными лопастями и рабочее колесо заменено колесом К-245, диаметра $D=300$ мм. В результате получены следующие серии турбин (табл. 1).

Таблица 1

Напор в м	Направляющий аппарат № 1		Рабоч. колесо $\varphi=+10^\circ$	Направляющий аппарат № 2		Рабоч. колесо $\varphi=0^\circ$
Н	Q л/сек	$\eta\%$	N квт	Q л/сек	$\eta\%$	N квт
4,0	270	78	8,2	—	—	—
5,0	290	80	11,3	205	82	8,2
6,0	300	80	14,1	220	82	10,6
7,0	315	80	17,3	230	81	12,7
8,0	330	79	20,3	240	79	15,0
9,0	—	—	—	250	79	17,4
10,0	—	—	—	255	78	19,5

Однако эти изменения не дали желаемого улучшения харак-

теристик турбин, о чём говорит как опыт эксплуатации модернизированных микрогэс, так и приводимые ниже характеристики, полученные при испытаниях турбин указанных типов. Как старая, так и модернизированная турбина микрогэс [3] представляют из себя вертикальную пропеллерную турбину с прямым регулированием (рис. 1). Подвод воды к рабочему колесу турбины осуществляется специальной чугунной камерой (1), которая создаёт некоторую циркуляцию потока перед рабочим колесом. Подводящая камера в нижней части плавно переходит в камеру рабочего колеса (2), к которой присоединена всасывающая труба (3). Регулирование скорости производится центробежным автоматическим регулятором прямого действия, который воздействует на регулирующий конус. Конус (4) помещен внутри подводящей камеры на валу турбины и, перемещаясь вверх или вниз, меняет проходное сечение и тем самым регулирует поступление воды в камеру рабочего ко-

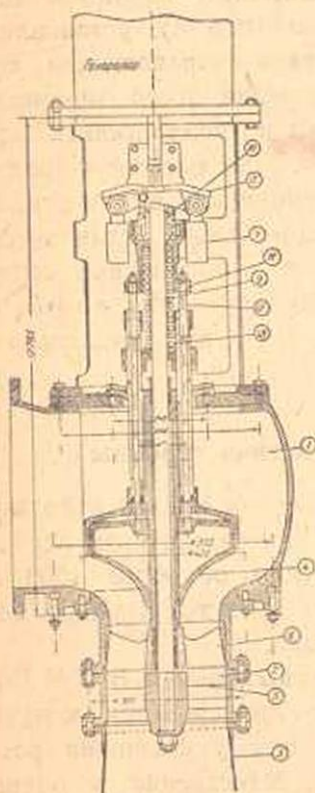


Рис. 1 Конструкция турбины микрогэс.

леса. Рабочее колесо (5) пропеллерного типа К—245 имеет четыре профилированные неподвижные лопасти.

Направляющий аппарат (6) имеет двенадцать неподвижных радиально расположенных лопаток, находящихся между регулирующим конусом и рабочим колесом.

Осевой центробежный маятник состоит из 2-х грузов (7), подвешенных на шарнирах к регуляторному диску (8). Центробежный маятник, под влиянием центробежной силы, возникающей при вращении вала турбины (9), воздействует через посредство двух рычагов (10) на муфту регулятора (11) и опускает его; при этом опускается и регулирующий конус, который соединен с муфтой регулятора посредством двух стальных тяг (12). Опускаясь, регулирующий конус уменьшает открытие турбины.

Центробежная сила уравнивается натяжением спиральной стальной пружины (13), которая опускается в соответствии с опусканием муфты регулятора. При уменьшении числа оборотов муфта регулятора поднимается под действием натяжения пружины, поднимая за собой и регулирующий конус.

Использованное в данном агрегате прямое регулирование весьма редко применяется в турбинах большой мощности. Причиной этого является необходимость получения большой центробежной силы для регулирования турбины большой мощности, осуществление чего практически затруднительно. Кроме того, длительность периода регулирования и неустойчивость процесса заставляют отказаться от прямого регулирования в турбинах большой мощности.

Описание экспериментальной установки и методика экспериментов

В экспериментальной установке Гидро-электрической лаборатории питание турбины происходит из напорного бака (1), (рис. 2), емкость которого 30 м³. В напорный бак воду подают из нижнего железобетонного резервуара (2) два центробежных насоса (3) общей производительностью 1500 м³ в час.

В напорном баке, для поддержания постоянного горизонта воды, установлена система сбросных водосливов (4) общим фронтом 65 м, которые собирают и через специальную трубку (5) сбрасывают излишек воды в нижний резервуар. Тем самым поддерживается постоянство напора при разных расходах. Вода из напорного бака подводится к турбине по трубопроводу диаметром 500 мм.

Всасывающая труба (7) опущена в нижний отводящий бак (8), где для измерения расхода воды был установлен незатопленный водослив (9) с тонкой вертикальной стенкой и без бокового сжатия.

Для измерения расхода пользовались прямоугольным, тонко-

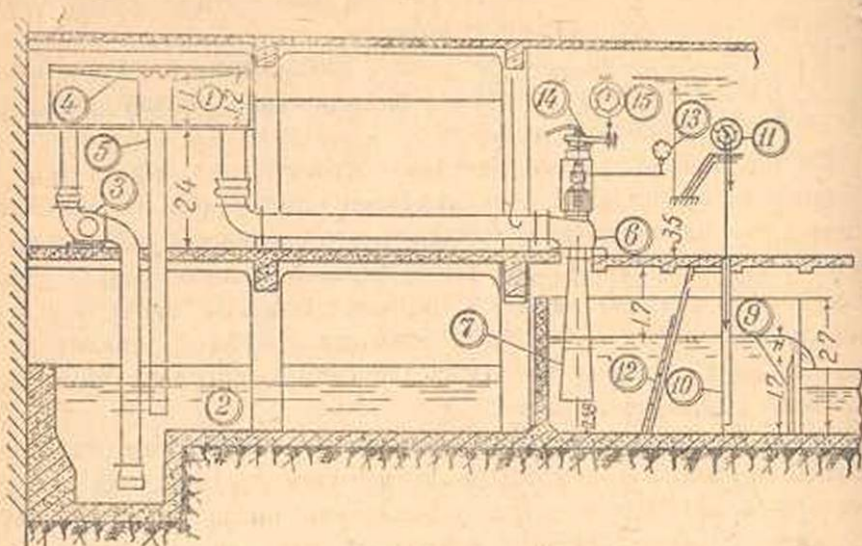


Рис. 2. Схема испытательной установки.

стенным водосливом без бокового сжатия. Расход определяли по формуле

$$Q = m_0 b \sqrt{2g} H^{3/2},$$

где коэффициент m_0 взят по Базену

$$m_0 = \left(0.405 + \frac{0.0027}{H} \right) \left[1 + 0.55 \frac{H^2}{(H+P)^2} \right].$$

Для замера толщины переливающегося слоя через водослив, в отводящем баке, на расстоянии 1,3 м от водослива была установлена труба (10), имеющая диаметр 150 мм. Внутри этой трубы был подвешен поплавок, посредством которого определялась толщина переливающегося слоя. Колебания уровня определялись с точностью до одной десятой доли миллиметра. Для этого на блок специально стрелочного прибора (11) на нитке был подвешен поплавок, вес которого уравнивался гирей. Стрелочный прибор показывал ход поплавка с десятикратным увеличением, так как радиус шкалы в десять раз больше радиуса блока.

Для получения спокойной поверхности воды перед водосливом энергия воды, выходящей из турбины, полностью гасилась с помощью решеток (12).

Следует отметить, что одновременные пульсационные изменения имели место в показаниях пьезометра, тахометра и динамометра.

Действительный напор определялся путем суммирования показания пьезометра (h_1), подсоединенного к трубопроводу перед вхо-

дом в турбинную камеру скоростного напора $\left(h_2 = \frac{v^2}{2g} \right)$, в высоты всасывания (h_s), т. е.

$$H_g = h_1 + h_2 + h_s,$$

где высота всасывания h_s — является переменной величиной и определяется как разность между расстоянием от оси рабочего колеса до гребня водослива (1,7) и величиной переливающегося слоя (H) на водосливе.

Число оборотов турбины измерялось тахометром (13), присоединенным к валу турбины. Показания периодически контролировались по показаниям специального высокочувствительного тарировочного тахометра. Момент на валу турбины измерялся посредством фрикционного тормоза (14), который был соединен с динамометром (15) при помощи троса.

Эффективная мощность турбины равна:

$$N_{\phi} = \frac{Tv}{75}, \quad (1)$$

где T — сила трения между тормозным шкивом и фрикционным тормозом,

V — окружная скорость шкива

$$V = \frac{2\pi r n}{60}.$$

Здесь

r — радиус шкива.

Момент трения $M_T = Tr$ и момент динамометра имеют одинаковую величину, но противоположны по знаку.

P — показания динамометра в кг,

l — плечо силы относительно оси турбины, равное 0,65 м.

При вращении турбины $M_T = M_g$, следовательно,

$$Tr = Pl \quad (2)$$

$$\text{или } T = \frac{Pl}{r}.$$

Подставляя это значение в (1), получим выражение для мощности в следующем виде:

$$N_{\phi} = \frac{Pl}{75} \cdot \frac{\pi n}{30} \quad (3)$$

$$\text{или } N_{\phi} = \frac{Pn}{1100}.$$

Испытания модели микрогэс производились при пяти открытиях регулирующего конуса. Максимальное открытие равнялось

70 мм. Оно определялось расстоянием кромки конуса от корпуса турбины.

Промежуточные открытия отличались друг от друга на один сантиметр, что устанавливалось по ходу муфты регулятора, который равен ходу конуса.

При каждом открытии и разных числах оборотов, менявшихся от 400 в минуту до разгонного, определялись напор, расход и мощность турбины, которые приводились к единичному напору. Результаты испытаний представлены в виде характеристик типа:

$$Q'_1 = f(n'_1), \quad N'_{\phi 1} = f(Q'_1), \quad \eta = f(Q'_1) \\ \eta = f(N'_{\phi 1}), \quad \eta = f(a^0).$$

Испытанию подверглись в шести вариантах микрогэс трёх основных типов:

Вариант I. Турбина микрогэс Ереванского машиностроительного завода выпуска 1947 года с направляющим аппаратом № 1, рабочим колесом К-245, диаметром 300 мм, с углом установки лопастей $\varphi = 10^\circ$.

Вариант II. Та же турбина, с направляющим аппаратом № 2, колесом К-245, диаметром 300 мм и углом установки лопастей $\varphi = 0^\circ$.

Вариант III. Та же турбина с рабочим колесом $\varphi = 10^\circ$ и со снятым направляющим аппаратом.

Вариант IV. Та же турбина с рабочим колесом $\varphi = 0^\circ$ и со снятым направляющим аппаратом.

Вариант V. Колесо типа Джемс-Лефель в вышеуказанной турбине, но со снятым направляющим аппаратом.

Вариант VI. Турбина типа Джемс-Лефель.

Указанные варианты были рассмотрены по следующим соображениям:

Рассмотрение первого и второго вариантов дает возможность получить характеристики выпускаемых турбин и определить регулируемую способность направляющего аппарата и конуса при их совместной работе.

Рассмотрение третьего и четвертого вариантов дает возможность установить влияние направляющего аппарата на $к\eta$ и определить регулируемую способность конуса.

Пятый и шестой варианты дают возможность сравнить влияние изменения очертаний проточной части на колеса и регулируемую способность конуса.

Следует сказать, что для приспособления направляющего аппарата к турбине старого типа заводу пришлось нижнюю часть конуса поднять и тем самым изменить его очертания, а также конус и форму подводящего канала. В этом заключается разница проточной части турбины старого и нового типов.

Сопоставление экспериментальных данных и выводы

Если, например, сопоставить полученную экспериментальным путем зависимость $\eta_{кпд}$ от числа оборотов (рис. 3), то увидим, что направляющий аппарат значительно ухудшает условия работы

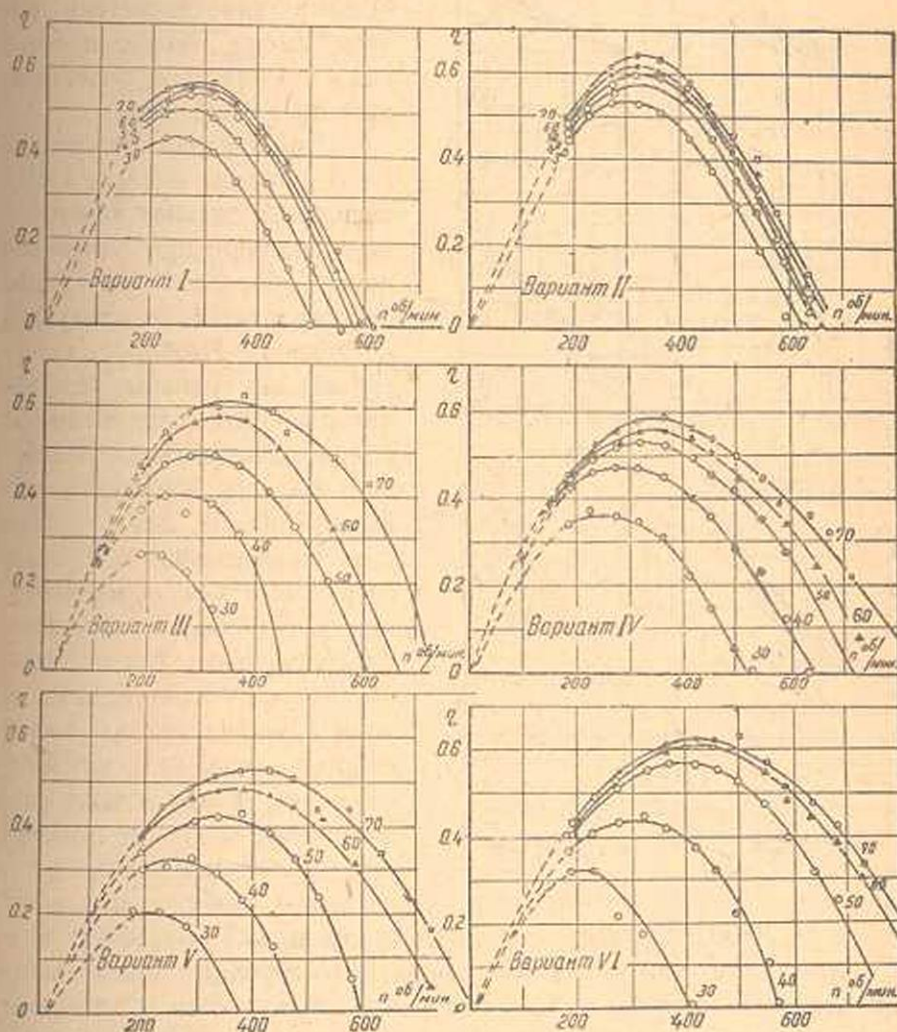


Рис. 3. Кривая зависимости $\eta_{кпд}$ от числа оборотов турбины.

турбины при больших открытиях и исключает возможность регулирования при помощи конуса. При этом пропускная способность турбины лимитируется не открытием конуса, а открытием направляющего аппарата, вследствие чего область изменения режимов работы турбины суживается, о чем говорят графики (рис. 4).

Из анализа кривых $\eta_{кпд}$ видим, что наибольший $\eta_{кпд}$ получается при втором варианте, когда пропускная способность направляющего аппарата меньше, чем при первом варианте. Это объясняет-

ся тем, что пропускная способность при втором варианте меньше, следовательно, и скоростные потери напора меньше. Для остальных вариантов, где расход воды лимитируется открытием конуса, $\eta_{\text{кпд}}$ получается ниже. Однако характеристики при этом имеют более пологий вид, что является существенным преимуществом.

При введении направляющего аппарата имелось в виду расширить плавное изменение этих величин; при изменении числа оборотов, как видно из результатов, это получить не удалось. Наоборот, характеристики турбины без направляющего аппарата имеют более пологий вид. Изменение $\eta_{\text{кпд}}$ при изменении расхода (рис. 5) для турбины без направляющего аппарата происходит более медленно, чем у турбины с направляющим аппаратом. Следовательно, при данном очертании проточной части турбин, данной форме подвода воды к рабочему колесу и при данном расположении конуса, направляющего аппарата и рабочего колеса $\eta_{\text{кпд}}$ турбины получается очень низкий ($\eta = 0,63$) и при-

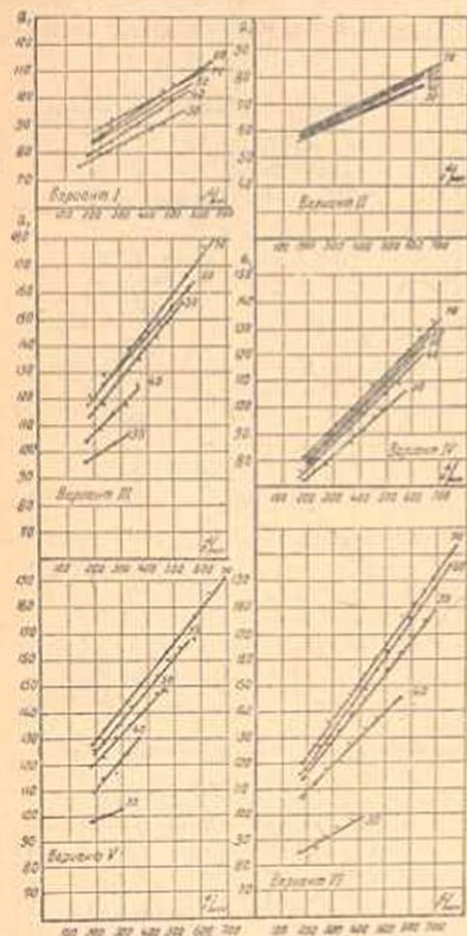


Рис. 4. Кривая зависимости расхода от числа оборотов турбин.

том только при максимальных открытиях турбины; при уменьшении открытия хотя-бы на 15%, $\eta_{\text{кпд}}$ резко падает. Это объясняется тем, что турбинная камера не обеспечивает равномерного распределения расхода при подходе воды к рабочему колесу. При изменении открытия турбины изменяется только проходное сечение под кромкой конуса, где поток сжимается, а остальная часть сечения остается неизменной.

Если при подводе воды посредством направляющего аппарата с поворотными лопатками потери напора незначительны и регулирование происходит за счет изменения циркуляции и расхода воды, то в данном случае, так как конус не создает и не изменяет циркуляцию, перед рабочим колесом получается уменьшение скорости воды и увеличение потерь на сужение и расширение струи.

Необеспеченность нормальной работы агрегата при расходах воды, отличных от расчетного, является основным недостатком выпускаемых микрогэс.

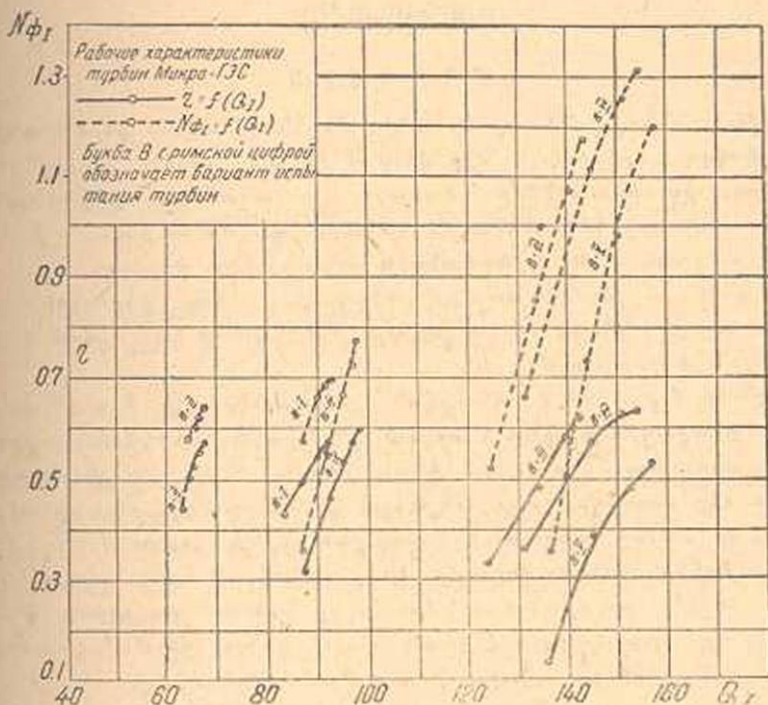


Рис. 5. Кривая зависимости η от расходов воды.

На основании анализа полученных характеристик и опыта эксплуатации можно сделать общий вывод, что данная турбина непригодна для работы при переменных расходах. Поэтому необходима реконструкция турбины. В связи с этим возникает необходимость исследований структуры потока в проточной части турбины для того, чтобы дать количественный анализ картины потока в этой части.

В настоящее время в Водно-энергетическом институте ведутся соответствующие исследования.

Гидро-электрическая лаборатория
Водно-энергетического института
Академия наук Армянской ССР

ЛИТЕРАТУРА

1. Б. Л. Буннятян—Опыт эксплуатации микрогэс в Армении. Изв. АН Арм. ССР (Физ.-мат. естеств. и тех. науки). IV, 1, 11, 1951.
2. Отчет по теме: Испытание турбины „микрогэс“. ВИГМ, 1943.
3. А. Н. Регентов и М. А. Есаян—Гидро-электрический агрегат „микрогэс“. Ереван, 1947.

Բ. 1. Բաճարային

ԵՐԵՎԱՆԻ ՄԵՔԵՆԱՇԻՆԱԿԱՆ ԳՈՐԾԱՐԱՆԻ ՄԻԿՐՈԳԷՍ-Ի
ՓՈՐՁԱՐԿՈՒՄԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հոգւածում նշվում է, որ Երևանի մեքենաշինական գործարանի կողմից թողարկվող միկրոգէսը, որը կոչված է օգտագործել փոքր գետերի հիդրոէներգետիկ ռեսուրսները և ծառայել դյուղական էլեկտրիֆիկացիային, չի կարող օգտագործվել լեռնային գետերի պայմաններում, որն ապացուցվել է տեղակայված ագրեգատների աշխատանքի փորձով:

Այնուհետև նշվում է, որ անհրաժեշտ է գիտնալ միկրոգէսի տուրբինի աշխատանքը բնութագրող կորերը, որի համար կաաարված է լաբորատորիական փորձարկում:

Հոգւածում բերված է տուրբինի կոնստրուկցիայի և գործողության համառոտ նկարագրությունը և տրված են նրա փորձարկման սարքավորման նկարագրությունն ու մեթոդիկան. բերված է տուրբեր վարիանտների փորձարկումից ստացված արդյունքների համեմատումը, ընդ որում ցույց է տրված, որ ավյալ կոնստրուկցիայով տուրբինի ղեկքում, ավյալ ձևի կոնսլ տուրբինի կանոնավորումը չի ապահովում նրա նորմալ աշխատանքը և ուղղիչ ասպեքտը ոչ միայն չի օգնում տուրբինի կանոնավորմանը, այլև խանգարում է նրան, առաջացնելով ճնշման կորուստներ, իջեցնելով տուրբինի օգտակար գործողության գործակիցը:

Ստացված արդյունքների հիման վրա եզրակացություն է արված, որ այս տուրբինը պիտանի չէ փոփոխական հիդրով աշխատելու համար, հետևարար անհրաժեշտ է մտցնել որոշ կոնստրուկտիվ փոփոխություններ, որի համար անհրաժեշտ է գիտնալ ջրի հոսանքի պատկերը տուրբինի մեջ:

Այդ նպատակով Խնտիտուտում կատարվում է համապատասխան աշխատանք: