

Изследване на преходните процеси в автоматична система за регулиране на двукратна водна турбина (част I)

Красимир Орманджиев, Стоян Стоянов

Study of transients processes in automatic control system for cross-flow water turbine: The paper deals to work automatic control system for cross-flow water turbine. A non-linear mathematical model describing the operation of system in dynamical mode has been composed. An analogue model of the system with short pressure pipeline has been developed as well as the transient processes during change the operation mode of generator have been simulated. The results have been presented in graphical curve.

Key words: cross-flow water turbine, automatic control, transients processes, mathematical model, control system

ВЪВЕДЕНИЕ

Турбините с двукратно действие (тип Банки) имат сравнително проста конструкция и намират широко приложение във водно-електрически централи с малка мощност – за дебит до $7 \text{ m}^3/\text{s}$ и напор до 200 m. Тези турбини не се използват за големи и средни мощности поради неудобната си конструкция - големи габаритни размери и голяма загуба на пад между работното колело и нивото на водата в отводния канал.

Заради многообразието от режимите на работа на водните турбини и възникването на хидравличен удар в напорните и отводящи тръбопроводи, който е следствие от изменение на дебита на турбината, изискванията към автоматичните им регулатори са значително сложни и противоречиви [1, 6].

Възникващите динамични процеси в системите за регулиране на водни турбини са обект на изследване на много автори. Изследването им дава възможност те предварително да бъдат анализирани [2, 3, 4, 5, 6, 7].

В настоящата работа е разработен математичен модел, описващ работата на системата: центробежна помпа – напорен тръбопровод – водна турбина тип Банки – електрогенератор – автоматичен регулатор. Чрез съставения аналогов модел на системата са изследвани протичащите преходни процеси в автоматичната система при различни режими на работа. Резултатите от симулирането на системата са представени в графичен вид.

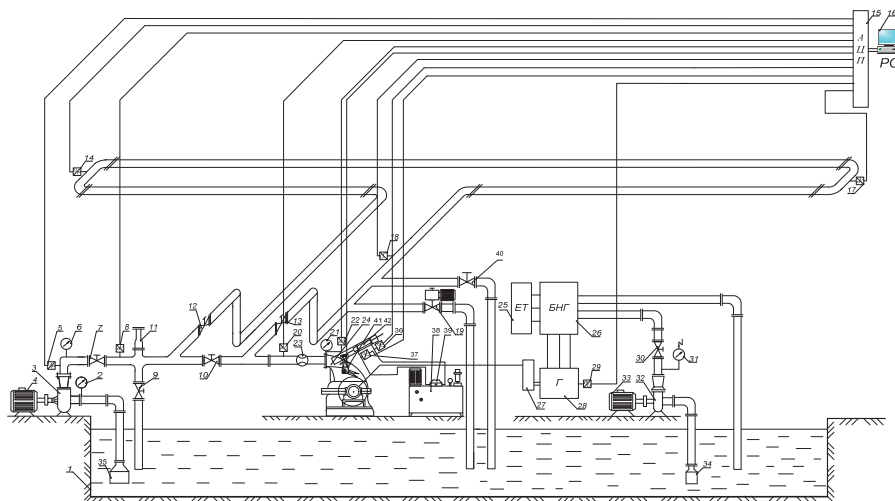
МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА СИСТЕМАТА

На фиг. 1 е показана схема на лабораторен стенд за изследване на автоматична система за управление на водна турбина тип Банки.

Системата се състои от следните елементи: 1 - резервоар; 2 - вакууметър; 3 - центробежна помпа; 4 - ел. двигател; 5, 8, 14, 17, 18, 20, 22 - сензори за ниско налягане; 6, 21 - манометри; 7, 9, 10, 12, 13, 30, 40 - шибър; 15 - аналогово-цифров преобразувател (АЦП); 16 - компютър (PC); 19 - шибър с електрозадвижване; 23 - дебитомер; 24 - турбина тип Банки; 25 - ел. табло; 26 - блок за натоварване на генератора (БНГ); 27 - ремъчна предавка; 28 – трифазен синхронен генератор; 29 - сензор за честота на въртене на вала на генератора; 31 - контактен манометър; 32 – центробежна помпа за охлаждане на БНГ; 33 - ел. двигател; 34, 35 - смукателни клапи; 36, 37 - датчици за високо налягане; 38 - хидростанция; 39 - сервоклапан; 41 - сензор за завъртане на регулиращата лопатка на входа на турбината; 42 – хидроцилиндър.

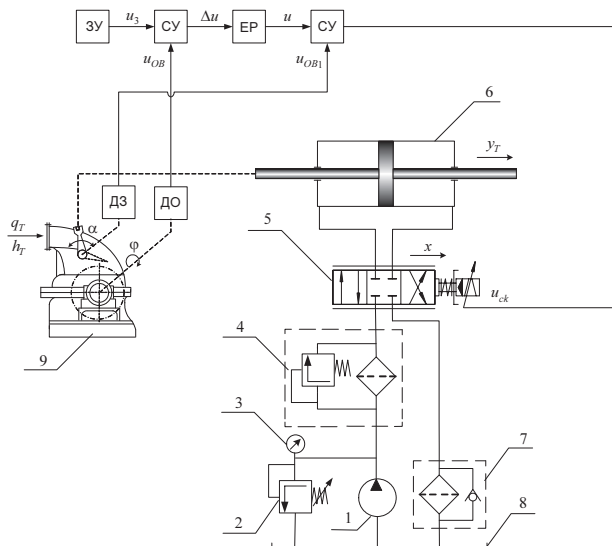
В зависимост от положението на шибри 10, 12 и 13 се реализират схеми с къс и дълъг напорен тръбопровод. Смущения в системата могат да бъдат внесени чрез промяна на товарния момент от БНГ и чрез промяна на дебита постъпващ към

водната турбина – шибри 19 и 40.



Фиг. 1. Схема на автоматичната система

Схемата на системата за управление на турбината е показана на фиг. 2.



Фиг. 2. Схема на системата за управление

Тя се състои от следните елементи: 1 - зъбна помпа; 2 - предпазен клапан; 3 - манометър; 4 - филтър за високо налягане; 5 - сервоклапан; 6 - сервомотор; 7 - филтър за ниско налягане; 8 - резервоар; 9 – активна водна турбина тип Банки; ЗУ – задаващо устройство; СУ - сумиращо устройство; ЕР - електронен регулатор; ДО

- датчик за честота на въртене на вала на турбината; ДЗ - датчик за завъртане на регулиращата лопатката на входа на турбината. На фиг.2 са показани и следните безизмерни величини: u_3 - задаващо напрежение; Δu - грешка; u - постъпващо напрежение към ЕР; u_{ck} - напрежение на сервоклапана; x - преместване на плунжера на сервоклапана; y_T - преместване на буталния прът на сервомотора; u_{OB} , u_{OB1} - напрежения на глобалната и локалната обратни връзки; q_T - преминаващ дебит през турбината; h_T - напор на входа на турбината; φ - ъглова скорост на вала на турбината.

Схема с къс напорен тръбопровод се осъществява при отворено положение на шибър 10 и затворено на шибър 12 и 13. Подаваният дебит от основната центробежна помпа 3 преминава към турбината 17 през къс напорен тръбопровод с диаметър $d = 200mm$ и дължина $l = 5.2m$.

Схема с дълъг напорен тръбопровод се осъществява при затворено положение на шибър 10 и отворено на шибър 12 и 13. Участъкът от напорния тръбопровод между шибър 12 и 13 е изработен от PVC с диаметър $d = 100mm$ и дължина $l = 48m$.

Смущения в системата могат да бъдат внесени чрез промяна на товарния момент от БНГ и чрез промяна на дебита постъпващ към водната турбина – шибър 19 и 40 (фиг.1).

1. Напорна система

Независимо от типа на схемата на напорната система (фиг. 1) като гранични условия в началото и края на напорния тръбопровод трябва да бъдат отчетени работата на турбопомпата 3 и водната турбина 24.

- Уравнение за връзката между хидравличните параметри на турбопомпата.

Характеристиката на турбопомпата при постоянна честота на въртене на вала ѝ може да се опише с пълна парабола от вида:

$$h_1 = A_1 - A_2 q_1 - A_3 q_1^2 \quad (1)$$

където:

h_1 , q_1 – безизмерни: напор и дебит на турбопомпата;
 A_1 , A_2 , A_3 – коефициенти.

- Уравнение за преминаващия дебит през турбината:

$$q_T = \frac{\lambda y_T - y_T^2}{\lambda - 1} \sqrt{h_T} \quad (2)$$

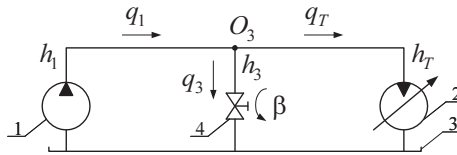
където:

h_T , q_T - безизмерни напор и дебит на входа на турбината;
 y_T - относително завъртане на регулиращата лопатка на входа на турбината;
 λ – конструктивен коефициент.

При разглеждане на автоматичната система от фиг. 1 с къс напорен тръбопровод и наличие на две разклонения за съответстващия математичен модел, според еквивалентната хидравлична схема (фиг. 3), се получава:

- Уравнение за неустановеното движение в напорния тръбопровод от помпата до общата точка (т. О₃) на разклоненията.

$$T_{L1} \frac{dq_1}{dt} + k_{f1} q_1^2 = h_1 - h_3 \quad (3)$$



Фиг. 3 Схема на напорна система с къс напорен тръбопровод и две разклонения
1 – турбопомпа; 2 – водна турбина тип Банки; 3 – резервоар; 4 – шибър;

където:

h_3 - безизмерен напор в общата точка на разклоненията;

T_{L1} - времеконстанта на тръбопровода;

k_{f1} - коефициент на триене.

- Уравнение за неустановеното движение в разклонението към турбината (от т. O_3 до турбината):

$$T_{L2} \frac{dq_T}{dt} + k_{f2} q_T^2 = h_3 - h_T \quad (4)$$

където:

T_{L2} - времеконстанта на тръбопровода;

k_{f2} - коефициент на триене.

- Уравнение за преминаващия дебит през шибър 4 на разклонението.

Тъй като дължината на разклонението е много малка, то за преминаващия дебит през него в размерен вид може да се запише:

$$Q_3 = \mu_3 f_3(\beta_3) \sqrt{2gH_3} \quad (5)$$

където:

Q_3 – дебит през разклонението;

μ_3 – коефициент на дебит на шибъра;

β_3 – ъгъл на завъртане на шибъра;

$f_3(\beta_3)$ – площ на светлото сечение на шибъра, $f_3 = k_\beta \beta_3$;

k_β – коефициент на пропорционалност;

H_3 – напор на входа на шибъра.

След преобразуване за преминаващия дебит в безизмерен вид се получава:

$$q_3 = \beta \sqrt{h_3} \quad (6)$$

където:

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_{30}}; h_3 = \frac{H_3}{H_{30}}; \beta = \frac{\beta_3}{\beta_{3,max}}$$

- Уравнение за непрекъснатост (в т. O_3):

$$q_1 = q_T + q_3 \quad (7)$$

2. Система за управление.

Математичният модел на автоматичния регулатор на турбината (фиг. 5.2) се описва със следните уравнения в безизмерен вид:

- Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta u = u_m - u_{fb}, \quad (8)$$

където:

Δu - напрежение на изхода на сумиращото устройство;

u_{fb} - напрежение на обратната връзка, $u_{fb} = k_{fb} u_T$;

k_{fb} - коефициент на усилване на глобалната обратна връзка.

- Уравнение на електронния ПИД регулатор:

$$u = k \left(\Delta u + \frac{1}{T_i} \int \Delta u dt + T_d \frac{d\Delta u}{dt} \right) \quad (9)$$

където:

k , T_d , T_i - коефициент на усилване, времеконстанта на интегриране и времеконстанта на диференциране на регулатора;

u - безизмерно напрежение на изхода на регулатора.

- Уравнение на сервоклапана:

$$T_{sv} \frac{dx_{sv}}{dt} + x_{sv} = k_{sv} u_{sv}, \quad (10)$$

където:

u_{sv} – безизмерно входно напрежение на сервоклапана;

T_{sv} – времеконстанта на сервоклапана;

k_{sv} – коефициент на усилване.

- Уравнение на сервомотора:

$$T_T^2 \frac{d^2 y_T}{dt^2} + 2\zeta_T T_T \frac{dy_T}{dt} + y_T = \frac{1}{T_S} \int_0^t x dt \quad (11)$$

където:

T_S - времеконстанта на сервомотора;

T_T , ζ_T - времеконстанта и коефициент на демпфериране на товара.

- Уравнение на сумиращото устройство на локалната обратна връзка:

$$u_{sv} = u - u_{mf} \quad (12)$$

където:

u_{mf} - напрежение на локалната обратна връзка, $u_{mf} = k_{mf} u_T$;

k_{mf} - коефициент на усилване.

3. Обект на регулиране

- Уравнение за въртене вала на турбината:

$$T_A \frac{d\varphi}{dt} = \frac{q_T h_T}{\varphi} - m_G - k_C - k_M \varphi^2 \quad (13)$$

където:

φ , m_G - безизмерни: честота на вала на турбината, товарен момент на генератора.

T_A - времеконстанти на: агрегата;

k_C , k_M - коефициенти.

Съвместното решаване на уравненията от математичния модел дава възможност за теоретично определяне на преходните процеси, протичащи в автоматичната системата при различни конфигурации на напорната система.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Орманджиев К., С. Стоянов, Експериментално определяне на дебитната характеристика на водна турбина тип Банки, сп. Топлотехника, година 4, книга 2, бр. 5, Издателство на ТУ-Варна, 2013, стр. 69-72.
- [2] Kishor N., R. Saini, and S. Singh, Optimal Pole Shift Control lin Application to a Hydro Power Plant, Journal Of Electrical Engineering, Vol. 56, No. 11-12, 2005, pp. 290–297.
- [3] Mansoor S., Modelling of a Multiple Pump-Storage Units to a Power System, Conference Proceeding PREP'99, Manchester, England, January 5-7, pp.412 – 415.
- [4] Nicolet C., J. Prenat, F. Avellan, A. Sapin, J. Simond, A New Tool for the Simulation of Dynamic Behaviour of Hydroelectric Power Plants, 10th International Meeting of the Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery Under Steady Oscillatory Conditions, Trondheim, Norway, June 26-28, 2001.
- [5] Nielsen T., Limitation of the load regulating ability of water power plants, 10th International Meeting of the Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery Under Steady Oscillatory Conditions, Trondheim, Norway, June 26-28, 2001.
- [6] Ormandzhiev K., P.Ivanov, Control Optimization of Parallel Working Water Turbines Fed by Means of Common Pressure Pipeline, HEFAT, Victoria Falls, 2003.
- [7] Weber H., F. Ptilwitz., M. Hladky, H. Asal, Development of reality oriented simulation models of power plants and power system for restoration studies, IFAC Symposium on Power Plants & Power System Control 2000, Brussels, Belgium, April 26-2

За контакти:

Доц. д-р инж. Красимир Орманджиев, Катедра “Енергийна техника”, Технически университет - Габрово, e-mail: khormandzhiev@abv.bg

Докладът е рецензиран.