

Ա. Յա. Մարգարյան

Կենտրոնախույս պոմպի գլխավոր բնութագրի հավասարումը

(Ներկայացված է ակադեմիկոս Ֆ.Տ. Մարգարյանի կողմից 27/VIII 2001)

Պոմպի բնութագրերը՝ $H - Q$, $\eta - Q$, $N - Q$, $H_v - Q$ տեսականորեն ստանալ հնարավոր չէ, քանի որ պոմպի մարմնում ու բանվորական անիվում առաջացող էներգիայի կորուստն ունի բարդ մեխանիզմ և նրա մեծությունը գնահատելը խիստ մոտավոր է: Սովորաբար պոմպերի բնութագրերը որոշվում են փորձարկման միջոցով արտադրող գործարանների կողմից ելքի՝ Q փոփոխման՝ համեմատաբար փոքր տիրույթի համար:

Պոմպի գլխավոր բնութագրի $H - Q$ հավասարման ամենատարածված տեսքը հետևյալն է՝

$$H = H_0 - SQ^m, \quad (1)$$

որտեղ H և H_0 , համապատասխանաբար, պոմպի զարգացրած ճնշումներն են $Q > 0$ և $Q = 0$ դեպքերում, S գլխավոր բնութագրի կորի անկումը բնորոշող հաստատունը: Նկատենք, որ այս մեծությունը շատ հեղինակներ անվանում են պոմպի հիդրավլիկական դիմադրություն, որը ստույգ չէ, բացառությամբ $\beta_2 = 90^\circ$ թիակով պոմպի, քանի որ նույնիսկ իդեալական պոմպի բնութագիրը վարընթաց ուղիղ գիծ է ($\beta_2 < 90^\circ$):

Վ.Գ. Իլյինը [1] առաջարկում է (1) հավասարման H_0 և S հաստատունները որոշել պոմպի գործարանային բնութագրի Q ելքի երաշխավորվող տիրույթի առաջին և երրորդ քառորդների ծայրային կետերի կոորդինատների միջոցով - m աստիճանացույցի մեծությունը ընդունել 1.84 կամ 2:

Պոմպի (1) հավասարումով մոտարկված գլխավոր բնութագիրը հնարավորություն է տալիս անալիտիկորեն բավարար ճշտությամբ որոշել բազմաազդեցատային պոմպակալանների բոլոր հնարավոր աշխատանքային ռեժիմների արտադրողականությունն ու ճնշումը, սակայն մեծ ելքերի դեպքում ստացվում է նկատելի սխալ:

Ընդհանուր առմամբ գոյություն ունի պոմպի աշխատանքի ութ ռեժիմ, այն է՝ երկու պոմպային, երկու տուրբինային և չորս արգելակային: Սրանցից մեկական ռեժիմ՝ պոմպայինը և տուրբինայինը համապատասխանում են ստացիոնար աշխատանքի, երբ լիսեռին առաջացող մոմենտը համընկնում է պտտման ուղղությանը [2,3]:

Հաճախ, մասնավորապես պոմպի արգելակային և տուրբինային ռեժիմների ուսումնասիրության համար, անհրաժեշտություն է առաջանում ելքի փոփոխման ավելի մեծ տիրույթի համար ունենալ պոմպի զարգացրած ճնշման մեծությունը: Այս նպատակով պոմպի գլխավոր բնութագիրը մոտարկենք

$$H = Mn^2 + NnQ - KQ^2 \quad (2)$$

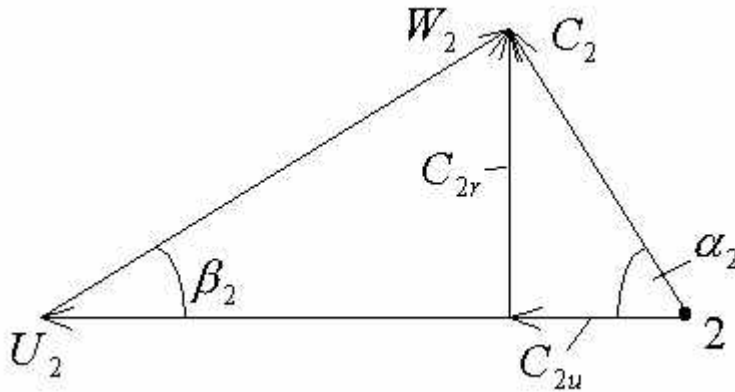
ֆունկցիոնալ տեսքով [4], որտեղ n պտտման հաճախությունն է, M , N և K հաստատուններ են:

Ընդունելով ջրի մուտքը բանվորական անիվ ոչ հարվածային, գրենք կենտրոնախույս պոմպի հիմնական հավասարումը՝

$$H = \frac{U_2 C_{2u}}{g} - \zeta_1 \frac{C_{2u}^2}{2g} - \zeta_2 \frac{W_2^2}{2g}, \quad (3)$$

որտեղ U_2 և W_2 , համապատասխանաբար, տեղափոխական և հարաբերական շարժումների արագություններն են պոմպի թիակի ելքում, C_{2u} բացարձակ արագության շոշափող բաղադրիչը: (3) հավասարման աջ մասի 2-րդ և 3-րդ անդամները էներգիայի կորուստներն են, համապատասխանաբար, պոմպի խիսունջաձև մարմնում և բանվորական անիվում: Արագությունների եռանկյունուց ունենք՝ (նկ.1)

$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2; \quad W_2 = C_{2r} \cos \alpha_2 : \quad (4)$$



Նկ. 1. Արագությունների եռանկյունին թիակի ելքի կետում

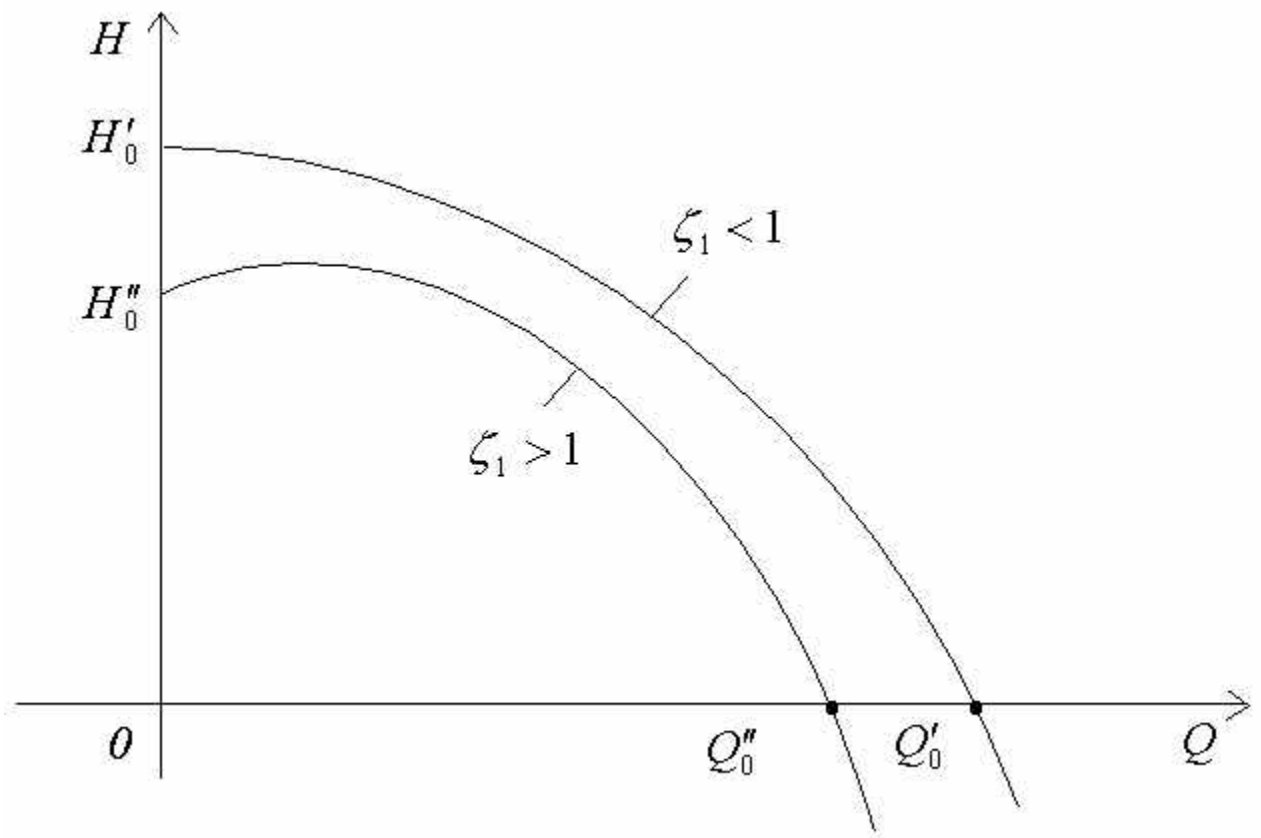
Տեղադրելով (3) մեծությունները (2) հավասարման մեջ, կստանանք՝

$$H = (2 - \zeta_1) \frac{U_2^2}{2g} + (\zeta_1 - 1) \operatorname{ctg} \beta_2 \frac{U_2 C_{2r}}{g} - (\zeta_1 \operatorname{ctg}^2 \beta_2 + \zeta_2 \cos^2 \alpha_2) \frac{C_{2r}^2}{2g} : \quad (5)$$

Նկատի ունենալով, որ $U_2 = \pi D n$ և $C_{2r} = Q/A$, որտեղ D անիվի տրամագիծն է, A անիվի ելքի կտրվածքի մակերեսը, կստանանք կենտրոնախույս պոմպի գլխավոր բնութագիրը (2) տեսքով, որտեղ M, N, K հաստատուններն են՝

$$M = (2 - \zeta_1) \frac{\pi^2 D^2}{2g}; \quad N = (\zeta_1 - 1) \operatorname{ctg} \beta_2 \frac{\pi D}{gA}; \quad K = \frac{\zeta_1 \operatorname{ctg}^2 \beta_2 + \zeta_2 \cos^2 \alpha_2}{2gA^2} \quad (6)$$

Քանի որ $M n^2$ անդամը պոմպի զարգացրած ճնշումն է զրոյական ելքի դեպքում, ապա $M > 0$, հետևաբար, $\zeta_1 < 2$ և, որովհետև $\beta_2 < 90^\circ$, ապա $K > 0$: N հաստատունի նշանը կախված է պոմպի մարմնի տեղական դիմադրության գործակցի մեծությունից, ըստ որում, երբ $\zeta_1 < 1$, ապա $N < 0$ և (3) պարաբոլի գագաթը գտնվում է օրդինատների առանցքի վրա, իսկ երբ $\zeta_1 > 1$, պարաբոլի գագաթը տեղափոխվում է դեպի աջ (նկ. 2):



Նկ. 2. Պոմպի գլխավոր բնութագիրը

Թող պոմպի զարգացրած ճնշումը զրոյական ելքի դեպքում լինի H_0 , այսինքն, $Mn^2 = H_0$: Համաձայն (6) նշանակումների, կստանանք՝

$$\zeta_1 = 2 - \frac{2gH_0}{U_2^2} = 2 - \frac{U_0^2}{U_2^2}, \quad (7)$$

որտեղ U_0 -ն H_0 ճնշման շիթային արագությունն է:

(7) բանաձևից հետևում է շատ կարևոր մի եզրակացություն. *նման պոմպերի մարմինների տեղական հիդրավլիկական կորուստների գործակիցները հավասար են:*

Ելքի այն արժեքը, որի դեպքում պոմպի զարգացրած ճնշումը դառնում է զրո, կորոշվի հետևյալ հավասարումից՝

$$KQ^2 - NnQ - Mn^2 = 0 \quad (8)$$

և կլինի՝

$$Q_0 = \frac{n}{2K} \left(N + \sqrt{N^2 + 4KM} \right), \quad (9)$$

կամ, նկատի ունենալով (6) նշանակումները՝

$$Q_0 = E\pi DnA, \quad (10)$$

որտեղ

$$E = \frac{\zeta_1 - 1 + \sqrt{(\zeta_1 - 1)^2 + \zeta_1 \cot^2 \beta_2 + \zeta_2 \cos^2 \beta_2}}{\zeta_1 \cot^2 \beta_2 + \zeta_2 \cos^2 \beta_2}.$$

Երբ պոմպով անցնող էլքը՝ $Q > Q_0$, ապա պոմպի զարգացրած ճնշումը դառնում է բացասական: Սա նշանակում է, որ էներգիայի կորուստները պոմպում գերազանցում են պոմպի զարգացրած ճնշման և պոմպի մարմնում վերականգնվող ճնշման գումարը: Բանվորական ռեժիմի կետը տեղափոխվում է $H - Q$ դաշտի 4-րդ քառորդը - պոմպը աշխատում է արգելակային ռեժիմով: Էներգետիկական առումով այս պայմաններում հեղուկի էներգիան պոմպի մուտքում ավելի մեծ է, քան էլքում:

Ակնհայտ է, որ հիդրավիկական ցանցում պոմպի ստացիոնար աշխատանքի պայմաններում արգելակային ռեժիմի ի հայտ գալը հնարավոր չէ: Ուրեմն, սովորական հիդրավիկական ցանցում պոմպի արգելակային ռեժիմի անցնելը կապված է ոչ ստացիոնար երևույթների հետ:

Երևանի ճարտարապետության և շինարարության պետական համալսարան

А. Я. Маркарян

Уравнение главной характеристики центробежного насоса

Для исследования стационарной и нестационарной работы центробежного насоса в гидравлической сети возникает необходимость аппроксимации главной характеристики насоса в виде квадратного трехчлена, в котором участвует частота вращения.

Доказано, что поведение главной характеристики в основном зависит от величины коэффициента гидравлического сопротивления спиральной камеры. Если $\xi_1 < 1$, насос развивает максимальный напор при закрытой задвижке, если же $\xi_1 > 1$, - при частично открытой задвижке.

Уравнение главной характеристики намного упрощает исследование тормозного и турбинного режимов работы насоса.

Գրականություն

1. *Ильин В.Г.* Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. Киев. Госстройиздат. 1963. 136 с.
2. *Сури́н А.А.* Гидравлический удар в водоводах и борьба с ним. М. Трансжелдориздат. 1946.
3. *Кривченко Г.И.* Насосы и гидротурбины. М. Энергия. 1970. 447 с.
4. *Фокс Д.А.* Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. М. Энергоиздат. 1981. 247 с.