

В. М. ОВСЕПЯН

МЕТОД НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТАРАННОЙ УСТАНОВКИ

Существующие методы нахождения производительности таранной установки приводят к сложным расчетным соотношениям, которые не позволяют непосредственно определять максимальную производительность установки при данных параметрах.

Например, выражение для производительности, полученное на основании теории Жуковского-Бубекина [1] имеет вид

$$q = \frac{2nl\omega}{aT} \left(v_c th \frac{t}{2\tau} - nu \right), \quad (1)$$

где a — скорость распространения волны удара; v_c — устанавливающаяся скорость в питательной трубе; l — длина питательной трубы; ω — площадь ее сечения; n — число фаз нагнетаний; t — продолжительность периода разгона; u — волновое изменение скорости, т. е. скорость, необходимая для создания нагнетательного напора h ; τ — характерный параметр системы, зависящий от питательного напора, длины питательной трубы и коэффициента гидравлических сопротивлений системы; T — полная продолжительность одного цикла работы машины, определяемая формулой

$$T = t + \frac{2(n+1)l}{a}$$

При такой сложной структуре расчетной формулы, когда в ней фигурирует много размерных параметров, выбрать оптимальный режим работы установки для получения максимальной производительности, возможно лишь методом подбора параметров, прибегнув к составлению громоздких таблиц для каждой конкретной задачи.

Ниже предпринята попытка получить выражение для производительности таранной установки, зависящее только от безразмерных параметров. Выведем формулу производительности исходя из энергетического баланса массы жидкости, заключенной в питательной трубе.

Представим, что в конце периода разгона, имеющего продолжительность t , в питательной трубе имеем скорость v . Тогда масса жидкости, заключенная в питательной трубе будет обладать кинетической энергией

$$\frac{\gamma}{g} \omega l \frac{v^2}{2}.$$

Благодаря этой энергии некоторый объем воды нагнетается на динамическую высоту h_d и в конце периода нагнетания скорость в трубе, в наихудшем случае, становится равной [3]:

$$u = \frac{gh_d}{a}.$$

Остаточная энергия, соответствующая этой скорости,

$$\frac{\gamma}{g} \omega l \frac{u^2}{2}$$

не может быть использована, так как скорость u не в состоянии создать повышение давления больше h_d . Эта энергия в холостой фазе возвращается в напорный бассейн и затухает. Таким образом, использованная энергия будет

$$\frac{\gamma}{2g} \omega l (v^2 - u^2).$$

За один цикл работы машины на высоту h_d нагнетается вес воды равный

$$\gamma q T,$$

где q — производительность установки, т. е. нагнетательный осредненный по времени расход. Этот вес получает энергию

$$\gamma q T h_d,$$

которая должна быть равна использованной энергии, т. е.

$$\gamma q T h_d = \frac{\gamma}{2g} \omega l (v^2 - u^2).$$

Откуда определяем

$$q = \frac{\omega}{2gh_d} \frac{l}{T} (v^2 - u^2). \quad (2)$$

Величина v определяется по известной формуле [2]

$$v = kv_c = k \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta_0}}. \quad (3)$$

где k коэффициент разгона —

$$k = th \frac{t}{2\tau}. \quad (4)$$

H — питательный напор, ζ_0 — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений питательной трубы и ударного клапана.

Имеющий размерность времени параметр τ определяется выражением

$$\tau = \frac{l}{v_c (1 + \zeta_0)}. \quad (5)$$

На основании приведенных выше уравнений выражение (2) примет вид

$$q = \frac{\omega}{2g h_x} \frac{v^2}{\frac{t}{l} + \frac{2(n+1)}{a}} \left(k^2 - \frac{u^2}{v_c^2} \right). \quad (6)$$

Число фаз нагнетаний определяется из неравенства

$$n < \frac{\frac{k v_c}{u} + 1}{2}.$$

Без существенной ошибки для получения непрерывной функциональной зависимости, определим n из равенства

$$n = \frac{\frac{k v_c}{u} + 1}{2}.$$

откуда

$$2(n+1) = \frac{k v_c + 3u}{u}.$$

В силу (2)–(5) выражение (6) примет вид

$$q = \frac{\omega v_c}{2} \frac{k^2 - \frac{u^2}{v_c^2}}{\frac{h_x}{H} \operatorname{Arth} k + k + 3 \frac{u}{v_c}}. \quad (7)$$

В конце периода разгона перед нагнетательным клапаном имеем избыточное давление

$$H - (1 + \zeta_{rp}) \frac{v^2}{2g},$$

где ζ_{rp} — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений нагнетательного трубопровода до ударного клапана. Следовательно, динамическая высота нагнетаний будет равна (рис. 1):

$$h_x = h_s + \Sigma h_w - \left[H - (1 + \zeta_{rp}) \frac{v^2}{2g} \right],$$

где Σh_w — сумма потерь напора нагнетательного клапана и нагнетательного трубопровода.

Обозначим

$$h_1 + \Sigma h_w = h$$

и назовем h расчетным нагнетательным напором: тогда

$$h_x = h - H + (1 + \zeta_{rp}) \frac{v^2}{2g}. \quad (8)$$

В формуле (8) выразим динамический нагнетательный напор через расчетный

$$\frac{h_x}{H} = \frac{h}{H} - 1 + (1 + \zeta_{тр}) \frac{v^2}{2gh}$$

В силу (3)

$$\frac{h_x}{H} = \frac{h}{H} - 1 + \frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c} k^2$$

Подставляя последнее в (7) получим:

$$q = \omega v_c \psi \left(k, \frac{h}{H}, \frac{u}{v_c}, \frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c} \right), \quad (9)$$

где

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{k^2 - \frac{u^2}{v_c^2}}{\left(\frac{h}{H} - 1 + \frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c} k^2 \right) \text{Arth} k + k + 3 \frac{u}{v_c}}. \quad (10)$$

Имея ввиду очень слабое влияние изменения отношения

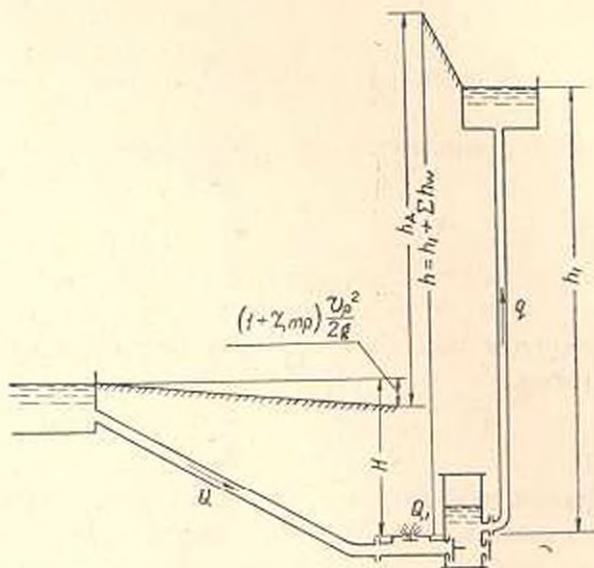


Рис. 1.

$\frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c}$ на величину ψ , что подтверждается многочисленными расчетами, это отношение заменим некоторым его средним значением (например 0,7) и принимаем его постоянным, тогда безразмерный коэффициент ψ будет функцией трех безразмерных параметров k , $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$.

Как видно из уравнения (9) производительность таранной установки получается простым умножением установившегося расхода на безразмерную функцию ψ .

Отношения $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$ постоянны для конкретной установки и

Таблица 1

Оптимальные значения k и максимальные значения функции ψ по формуле (10)

$\frac{u}{v_z}$	0,05		0,10		0,15		0,20		0,25		0,30		0,35		0,40		0,45		0,50	
	k	ψ																		
0,05	0,80	0,014	0,80	0,014	0,81	0,011	0,82	0,013	0,83	0,013	0,84	0,012	0,86	0,012	0,87	0,011	0,88	0,010	0,89	0,009
0,10	0,80	0,028	0,81	0,027	0,82	0,027	0,83	0,026	0,84	0,025	0,85	0,023	0,86	0,022	0,87	0,020	0,89	0,017	0,90	0,017
0,15	0,80	0,042	0,81	0,040	0,82	0,039	0,83	0,037	0,84	0,035	0,86	0,033	0,87	0,031	0,88	0,029	0,89	0,027	0,91	0,024
0,20	0,80	0,055	0,81	0,052	0,82	0,050	0,84	0,048	0,85	0,046	0,86	0,043	0,87	0,040	0,89	0,037	0,90	0,338	0,91	0,031
0,25	0,80	0,067	0,82	0,065	0,83	0,062	0,84	0,058	0,85	0,055	0,87	0,052	0,88	0,048	0,89	0,044	0,90	0,041	0,91	0,037
0,30	0,80	0,080	0,82	0,076	0,83	0,072	0,85	0,068	0,86	0,064	0,87	0,060	0,88	0,055	0,90	0,051	0,91	0,047	0,92	0,042
0,35	0,80	0,092	0,82	0,087	0,84	0,082	0,85	0,077	0,86	0,072	0,88	0,067	0,89	0,062	0,90	0,057	0,91	0,052	0,92	0,047
0,40	0,80	0,103	0,82	0,097	0,84	0,092	0,85	0,086	0,87	0,080	0,88	0,075	0,89	0,069	0,90	0,063	0,92	0,058	0,93	0,052
0,45	0,81	0,115	0,82	0,108	0,84	0,101	0,86	0,094	0,87	0,088	0,88	0,081	0,90	0,075	0,91	0,069	0,92	0,063	0,93	0,056
0,50	0,81	0,125	0,83	0,117	0,84	0,110	0,86	0,102	0,88	0,095	0,89	0,088	0,90	0,081	0,92	0,074	0,92	0,067	0,93	0,060

могут быть определены непосредственно на основании проектных данных. От режима работы установки зависит только коэффициент разгона k .

Следовательно, для получения максимальной производительности установки необходимо варьировать коэффициентом k , оставив постоянными отношения $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$. Функция ψ для фиксированных значений $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$ в точках $k = \frac{u}{v_c}$ и $k = 1$ обращается в нуль, следовательно, в интервале $\frac{u}{v_c} < k < 1$ она имеет максимум.

В табл. 1 приводятся оптимальное значение k и соответствующие максимальные значения функции ψ полученные по формуле (10) на вычислительной машине.

Задача нахождения максимальной производительности данной конкретной установки сводится к определению отношений $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$.

В случае конкретной задачи необходимо определить эти отношения, и по ним из таблицы найти оптимальное значение k и ψ_{\max} .

Далее, максимальная производительность определяется по формуле

$$q = \omega v_c \psi_{\max}. \quad (11)$$

Частоту ударов и другие элементы легко определить, имея значение коэффициента разгона k [2].

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 5.IV 1965.

Վ. Մ. ՕՎՍԵՅԱՆ

ՏԱՐԱՆԱՅԻՆ ԿԱՅԱՆԲԻ ՄԱՔՍԻՄԱԼ ԱՐՏԱԿՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ
ՈՐՈՇՄԱՆ ԱՆՄԻՋԱԿԱՆ ՄԵԹՈԴ

Ո. Վ Փ Ն Փ Ն Ո Ւ Վ

Ֆոտոլթյուն ունեցող մեթոդներով տարածային կաշանքի մարսիմալ արտադրողականությունը որոշվում է բնությունից միջոցով, որը ամեն կոնկրետ խնդրի դեպքում պահանջում է մեծ հաշվային աշխատանք:

Օրտագործելով միջան պարբերությունում տարանի սնող խողովակի հեղուկի էներգետիկ բայանսի արտահայտությունը և բնորոշելով միջան ֆազերի թիվը ոչ դիսկրետ, հոգիածում տարանի արտադրողականության բաժանակին արվում է

$$q = \omega v_c \psi \left(k, \frac{H}{h}, \frac{u}{v_c} \right)$$

տեսքը, որտեղ ψ ֆունկցիան ունի մարսիմոմալ

որոշելով $\frac{H}{h}$ և $\frac{u}{v_c}$ հարաբերությունների գանազան արժեքների դեպքում

k-ի օպտիմալ արժեքները և 1/2 ֆունկցիայի նրանց համապատասխանող մաքսիմալ արժեքները, կազմված է աղյուսակ:

Ամեն կոնկրետ խնդրի դեպքում ունենալով $\frac{H}{h}$ և $\frac{u}{v_c}$ հարաբերությունները աղյուսակից վերցվում է ψ_{opt} համապատասխան արժեքը և անմիջապես որոշվում մաքսիմալ արտադրողականությունը՝

$$Q_{\text{opt}} = w v_c \psi_{\text{opt}}$$

Л И Т Е Р А Т У Р А.

1. Бубекин Б. М. Гидравлический таран. Бюллетень Политехнического общества, М., 1910.
2. Овсепян В. М. Гидравлический таран (на армянском языке). Ереван, 1955.
3. Чистопольский С. Д. Гидравлические тараны. М., 1936.