

Енергийна ефективност на работни хидравлични турбомашини

Тодор Чакъров

Energy efficiency of the working hydraulic turbo-machines. In the present paper have been discussed the energy efficiency of the working hydraulic turbo-machines - pumps, compressors and fans. The issue is especially topical for the large pumping and compressor stations. There are two alternatives presented for the effective operating point and the choice of one or the other has been considered.

Keywords: pump, compressor, fan, energy efficiency, operating point

ВЪВЕДЕНИЕ

Енергийната ефективност на работните хидравлични турбомашини е особено актуална както при помпените и компресорни станции, така и при големите вентилаторни инсталации. При това съществуват някои различия при дефиниране на т.н. *работна точка* и на енергийно ефективния режим на работа. Тук се разискват два възможни варианта за работна точка в *ефективното работно поле*:

- единият е работната точка да бъде в околността на максималния КПД, т.е. при номиналния дебит Q_n . Това е и традиционния подход;
- вторият – работната точка да съответства на максималния дебит Q_{max} в рамките на ефективно работно поле.

В тази работа се разисква и обосновава изборът както на единия, така и на другия вариант.

ИЗБОР НА РАБОТНА ТОЧКА

1 вариант. Обичайното разбиране е, че работната точка трябва да попада в средата на *ефективното работно поле* на турбомашината. При турбомашини с регулиране на честотата на въртене n , ефективното работно поле е ограничено отгоре и отдолу с характеристиките $p=f(Q)$ за допустимите максимална и минимална честота на въртене - n_{max} (линия В–С) и n_{min} (линия А–D) – фиг. 1. Тук Q е обемен дебит, а p - специфична енергия на единица обем или *пълно налягане*. При помпите се използва и $H=f(Q)$, където H е специфична енергия на единица тегло или *напор*. От ляво и отдясно ограничението се определя от параболите на минимално допустимия КПД - $\eta=0.9\eta_{max}$ - линиите А–В и D–С. По-нататък линията D–С ще се нарича условно и линия на максимален дебит. При турбомашини без регулиране на честотата на въртене n , ефективното работно поле се свежда до *ефективен работен участък* от характеристиката $p=f(Q)$ - примерно линията В–С от фиг. 1.

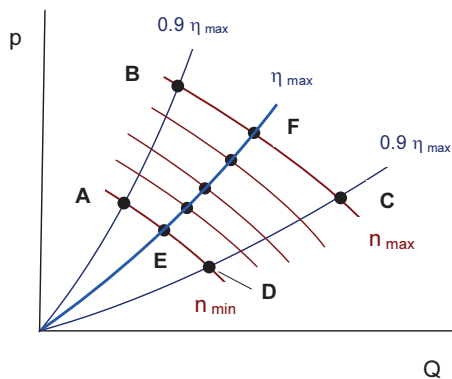
Когато турбомашината се очаква да работи постоянно при определен дебит Q , след пресмятане на съпротивителната характеристика на инсталацията изборът трябва да бъде направен така, че работната точка да попада по параболата на $\eta=\eta_{max}$ - между точки Е и F. Тогава и дебитът Q ще съвпада приблизително с номиналния Q_n .

Като пример към този вариант, но за неправилно избрана работна точка, се показва подборът на турбокомпресор 750-23-60 от компресорната станция в ПСОВ „Кубратово“ [1].

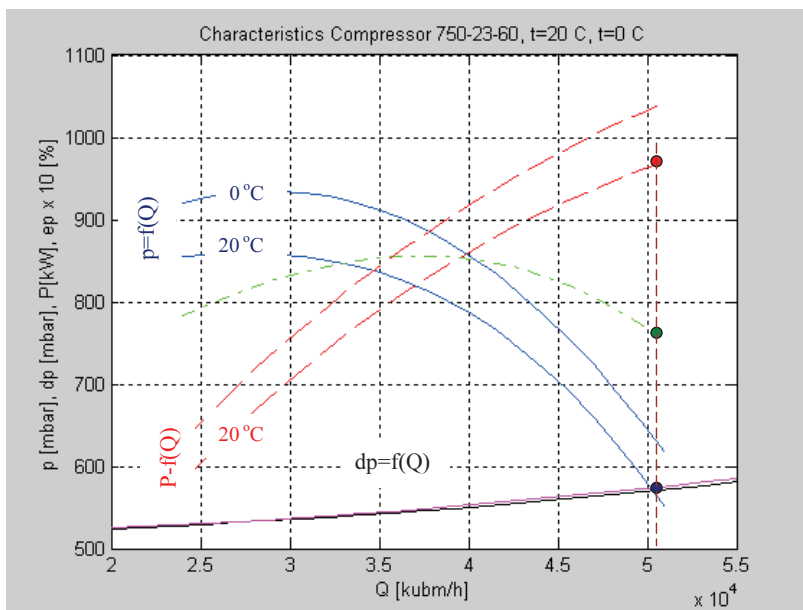
Предвидено е компресорът да работи при температури на околния въздух $t=-20^{\circ}\text{C} \div +40^{\circ}\text{C}$. На фиг.2 са показани пресметнати съпротивителни характеристики на инсталацията $dp=f(Q)$ и ефективните работни участъци от

характеристики на компресора $p = f(Q)$, $P = f(Q)$ при честота на въртене $n = 4930 \text{ min}^{-1}$ и температури $t = 0^\circ\text{C}$ и $t = 20^\circ\text{C}$. Тук Q е приведен към условията на входа дебит, dp е загубата на специфична енергия, а P - консумираната електрическа мощност.

При $t_0 = 20^\circ\text{C}$ работната точка отговаря на приведен дебит $Q \approx 50500 \text{ m}^3/\text{h}$. Налягането е $p \approx 576 \text{ mBar}$, мощността $P \approx 970 \text{ kW}$, политропният к.п.д. $\eta_p \approx 0.76$.



Фиг. 1



Фиг. 2

Вижда се, че тази работна точка попада в края на работното поле или съгласно фиг.1 по линията D – C - линията на максималния дебит.

При $t=0^{\circ}\text{C}$ работната точка излиза извън допустимата част от характеристиката и затова тук не се разисква.

В [2] се разглежда възможност за работа в тази инсталация, при същата температура - $t=20^{\circ}\text{C}$, на два паралелно работещи честотно регулируеми турбокомпресора 750-23-60. При честота на въртене $n=3500\text{ min}^{-1}$ приведенят дебит е приблизително същият - $Q \approx 50200\text{ m}^3/\text{h}$, но консумираната мощност е $P \approx 785\text{ kW}$ или по-малка с $\Delta P \approx 185\text{ kW} \approx 19\%$. При това всеки от компресорите работи при политропен КПД $\eta \approx 0.85$, т.е. по линията на $\eta = \eta_{\text{max}}$ от фиг. 1.

Това е пример за подбор на компресор така, че работната му точка да попада в областта на максимален КПД. А сравнението на двата режима:

- работна точка върху линията $\eta = \eta_{\text{max}}$ - между точки E и F;
- работна точка върху линията D – C - линия на максималния дебит от фиг. 1; показва предимството на първия.

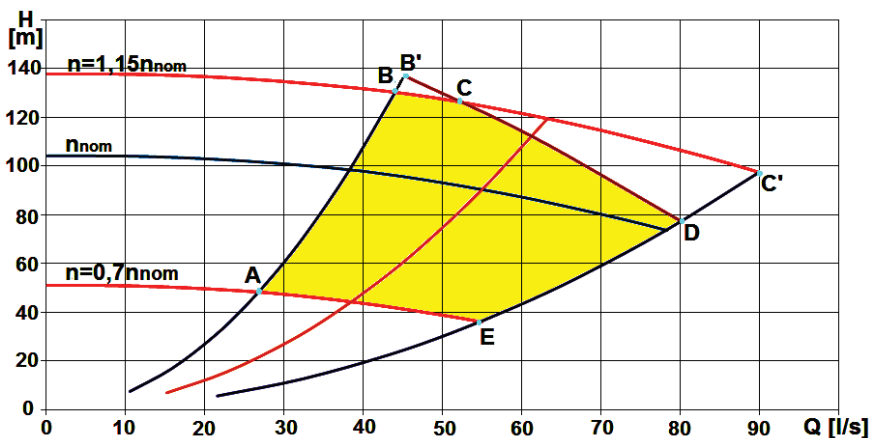
В [2] се прави рекапитулация за летния и пролетно-есенния периоди на икономията на електроенергия в ПСОВ “Кубратово”, ако работната точка е по линията на $\eta = \eta_{\text{max}}$ вместо по D – C, както е сега. Тази икономия е приблизително:

$$\Delta E = \Delta E_1 + \Delta E_2 \approx 849120\text{ kWh}.$$

2 вариант. Този вариант се дефинира и обосновава в [3], [4], [5]. Въвежда се критерий за оценка на енергийната ефективност - *специфичен разход на енергия*

$$e_v = \frac{E}{V} = \frac{P}{Q} = \frac{g\rho}{3.6} 10^{-6} \frac{H}{\eta}, \quad \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} = \frac{\text{kW}}{\text{m}^3/\text{h}}, \quad (1)$$

където E е изразходвана енергия, V - транспортиран обем течност, P- вложена на входа мощност, Q - дебит, ρ - плътност, H- напор, η - общ КПД.



Фиг. 3

Дефинирането на специфичния разход на енергия показва, че целта е

транспортиране на максимален дебит при минимален разход на вложена енергия

Разработена е методика, като са съставени уравнения и алгоритъм за числено изследване на енергийната ефективност на базата на въведения критерий.

Като илюстрация е разисквана енергийната ефективност на центробежна помпа 55D90 на "ВИПОМП" гр. Видин - фиг. 3.

Ефективното работно поле се коригира в горната си част с линията В–С–D вместо линията В–С–С', което е наложено като ограничително условие срещу претоварване на електродвигателя.

Изследвана е зависимостта $e_v = f(Q)$ - при параметър относителната честота на въртене $\bar{n} = \frac{n}{n_n}$, където n_n е номиналната честота на въртене. Доказва се, че не-

зависимо от вида на центробежната помпа, най-ниска стойност e_v в ефективното работно поле, при дадено \bar{n} , има при максимално допустимия дебит в него. Следователно режимът на минимален разход на енергия, при различни \bar{n} , ще отговаря на работна точка по линията E–D - линия на максималния дебит.

Това заключение е безспорно при помпи със стръмни характеристики $H = f(Q)$, което е доказано от изследванията на авторите – по-ярко е изразено при помпи с по-голяма специфична честота на въртене.

Този вариант на пръв поглед очевидно противоречи на изложеното по-горе за избор на работна точка по линията на $\eta = \eta_{max}$.

В заключителната част ще бъде обосновано, че двата варианта за избор на работна точка, от гледна точка на енергийна ефективност, имат своето приложение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Всъщност двата варианта за избор на работна точка, която да обуславя висока енергийна ефективност, не се изключват взаимно. *Всеки от тях отговаря на условията за експлоатация на турбомашината.*

Ако има изискване турбомашината да работи непрекъснато, денонощно, при постоянен, фиксиран дебит, който отговаря на определен технологичен процес, изборът на работната точка трябва да бъде по първия вариант – върху линията на $\eta = \eta_{max}$ - между точки E и F- фиг. 1.

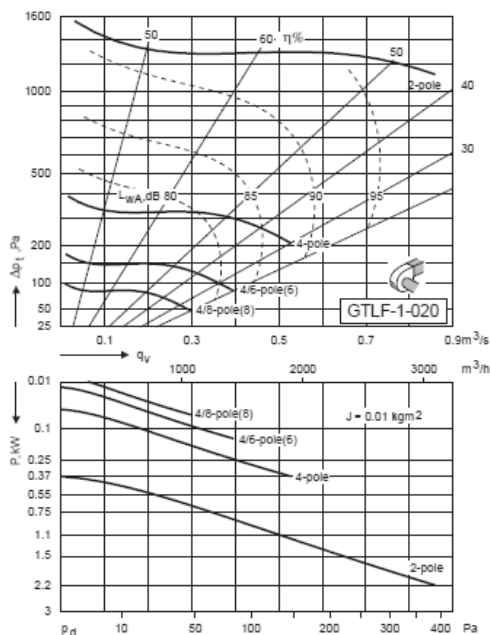
Такъв е примерът с избор на турбокомпресор за пречиствателна станция. При определена температура на околния въздух дебитът Q е постоянен и трябва да съвпада с номиналния Q_n , т.е. работната точка ще отговаря на максималния КПД.

При промяна на температурата Q се променя - чрез честотно регулиране или с направляващи регулиращи устройства (входен направляващ апарат или регулируем дифузор след работното колело). Но при това регулиране работната точка трябва да бъде по линията на $\eta = \eta_{max}$ - между точки E и F.

Отделно внимание заслужава разискването за начина на регулиране на турбомашины с големи мощности – над 1000 kW. При такива турбокомпресори регулирането с направляващи устройства вероятно е по-изгодно от честотно регулиране.

Ако съществува някаква помпена, компресорна или вентилаторна станция, която е проектирана за задоволяване на някакви технологични нужди, които не изискват фиксиран дебит, тогава в рамките на ефективното работно поле работна точка по втори вариант, т.е. върху линията E–D - линия на максималния дебит по фиг. 3, е икономически най-изгодна. Или този вариант е енергийно най-ефективен,, когато целта е *транспортиране на максимален дебит* при вече изградена или новопроектирана станция.

Трябва да се отбележи, че вариантът е дефиниран и обоснован в [3], [4], [5] и



Фиг. 4

има съществен научен принос в литературата за експлоатация на хидравлични турбомашини.

Добре ще е да бъде приложена тази методика и за споменатото по-горе сравнение на енергийната ефективност при регулирането на големи турбокомпресори – честотно или с направляващи устройства.

Освен това интерес представлява и едно бъдещо изследване на авторите за вентилатори включващи и много „полегати“ характеристики $p = f(Q)$ от вида показан на фиг. 4 – вентилатор с „барабанно“ работно колело или тип Сироко. На фигурата са показани характеристиките на вентилатор GTLF-1-020 фирмата на Fläkt.

Литература

- [1] Чакъргов Т., Енергийна ефективност на компресорите в пречиствателната станция за отпадни води „Кубратово“, Сборник доклади XIX научна конференция с международно участие – ЕМФ 2014, том II, Созопол, 2014.
- [2] Чакъргов Т., Възможност за повишаване на енергийната ефективност на компресорите в пречиствателната стнсция за отпадни води „Кубратово“, Сборник доклади XIX научна конференция с международно участие – ЕМФ 2014, том II, Созопол, 2014.
- [3] Попов Г., Б. Костов, К. Климентов. Ефективни работни режими при паралел-на работа на центробежни помпи.// Топлотехника, 2013, брой 4, ISSN 1314-2550
- [4] Попов Г., Б. Костов, К. Климентов. Изследване на енергийно-ефективните работни полета на помпени агрегати.// Топлотехника, 2013, брой 4, ISSN 1314-2550.
- [5] Костов Б., Изследване и анализ на методи за ефективно използване на енергията в помпени системи, Автореферат на дисертация за присъждане на образователна и научна степен „ДОКТОР“, Русе, 2014
- [6] Каталог на Fläkt – GT-1, 20014.

За контакти:

Доц. д-р Тодор Николов Чакъргов – ТУ София, кат. „Хидроаеродинамика и хидравлични машини“ GSM: +359 888 74 39 90, E-mail: todorchakarov@abv.bg

Докладът е рецензиран