

МЕТОДИКА ЗА ИЗБОР НА ДИСКОВА СПИРАЧКА ЗА ИНДУСТРИЯТА

METHODOLOGY OF SELECTION OF AN INDUSTRIAL DISC BRAKE

МЕТОД ДЛЯ ВЫБОРА ДИСКОВОЙ ТОРМОЗ ДЛЯ ИНДУСТРИИ

Assoc. Prof. Eng. Pandev G. PhD.,

Faculty of Mechanical Engineering – University of Chemical Technology and Metallurgy, Sofia, Bulgaria,
gpep@uctm.edu

Abstract: When operating the machinery and apparatus in the industry, it is often necessary the moving parts and their mechanisms to be forcibly braked because of the very nature of the manufacture, or in order potential accidents to be avoided. For that purpose have been used different braking devices, that are embedded into the construction of the machines. Most commonly in practice, in such cases are used disc brakes. From the conducted survey it has been established, that until the present moment, in the specialized literature there is not known methodology, which, with the help of specific criteria, to allow an objective choice of an appropriate type of a disc brake.

The purpose of the proposed project is to develop a methodology for the selection of a disc brake based on objective criteria, and thereby to the maximum extent to be taken into account the advantages of the respective construction for each particular case of application.

The methodology for the selection of a disc brake is based on two objective criteria:

- by the combination of compression brake holders - disk is determined the necessary moment for stopping;
- to be checked whether the brake disk can absorb the dissipated during the braking operation thermal power.

The implementation of these criteria gives reason for the selection of the appropriate disk brake, and their non-compliance means to move to another combination brake holders - disc.

Keywords: METHODOLOGY, CHOICE, DISC BRAKE,

1. Въведение

При работа на машини и апарати в индустриалното производство много често се налага движещите се части и механизми да бъдат принудително спирани, поради самото естество на производствения процес или за избягване на евентуални аварии. За тази цел се използват различни спирачни устройства, които се вграждат в конструкциите на машините. Най-често в практиката при такива случаи се използват дискови спирачки поради тяхната универсалност, която позволява те да изпълняват различни функции:

- На застопоряваща спирачка – спирачните челюсти са притиснати към диска и възпрепятстват внезапното, неконтролирано завъртане на вала. Той може да се задвижи отново след освобождение на диска;
- На задържаща спирачка – предназначена е да обездвижи въртящ се с голяма скорост вал, както и да се задейства при спиране на електрическия ток или при възникване на извънредна ситуация;
- На регулираща спирачка – за поддържане на постоянен въртящ момент, постоянно напрежение и др.

В сравнение с други спирачки, използвани в индустрията, дисковата спирачка притежава и редица предимства, които се изразяват в:

1. Използването на повече на брой спирачни челюсти върху един и същи диск позволява да се повиши спирачният момент, без да се увеличават чувствително габаритните размери на спирачката като цяло.
2. Получената по време на спирането термична мощност се разсейва в околния въздух благодарение на възможността за използване на вентилация, при което спирането е достатъчно ефективно, без да се получава термично претоварване.
3. От инерционния момент на спирачката могат да се определят с достатъчна точност нейните компоненти, както и продължителността на работата ѝ.

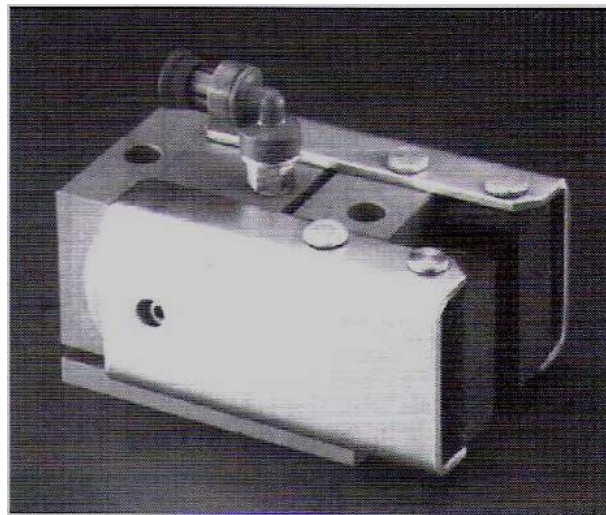
От конструктивна и механична гледна точка предимствата на дисковата спирачка се състоят в голямата контактна площ между спирачните челюсти и диска, устойчивостта им на износване, лесната и бърза смяна на износените части (Фиг. 1).

Задействането на спирачните челюсти на дисковата спирачка може да се извърши по различни начини – ръчно, пневматично или най-често хидравлично. За разединяването на диска и спирачните челюсти се използват пружини. Много

често в дисковите спирачки се вграждат електрически устройства, които сигнализират при износване на някои от елементите ѝ.

От направеното проучване се установи, че до момента в специализираната литература [1,3,4] няма известна методика, която с помощта на конкретни критерии да позволява обективен избор на съответен тип дискова спирачка за индустрията.

Целта на предлаганата работа е да се разработи методика за избор на дискова спирачка, основаваща се на обективни критерии като по този начин в максимална степен се отчитат предимствата на съответната конструкция за всеки конкретен случай на приложение в индустрията.



Фиг. 1. Спирачни челюсти на дискова спирачка за индустрията

2. Методика за избор на дискова спирачка за индустрията

От съществуващите фирми-производителки на дискови спирачки за индустрията при разработването на методиката беше избрана една от тях [2], като бяха възприети и нейните означения на дискови спирачки. Например : **ДН 10 FPA**, където **Д** е символ за дискова спирачка, а останалите са :

• В зависимост от положението на спирачните челюсти спрямо диска :

H - перпендикулярно на диска;

V – успоредно на диска;

• Размер на спирачката : **10, (20, 30)**;

• Задържане на спирачката :

F – чрез пружини;

• Управление на спирачката :

P - пневматично

H - хидравлично

M – ръчно;

• Компенсиране на износването :

A – автоматично

M – ръчно.

Условията за успешен избор на дискова спирачка се свеждат до изпълнението на следните два основни критерия :

1. Комбинацията спирачни челюсти – спирачен диск трябва да осигурява необходимия момент на спиране.

2. Спирачният диск трябва да може да абсорбира термичната мощност, образувана и разсейвана по време на спирането.

2.1. Определяне на момента на спиране M_{cn}

2.1.1. Момент на намаляване на оборотите $M_{ноб}$

$$(1) \quad M_{ноб} = I / t_{cn} \cdot \pi(N_{нач} - N_{кр})/30$$

където :

I – масов инерционен момент на детайлите за спиране, закрепени към спирачния диск, $kg \cdot m^2 \cdot rad^{-2}$

N_{нач} – скорост на въртене (брой обороти) при нормална работа (преди започване на спирането), min^{-1}

N_{кр} – крайна скорост на въртене след задействане на спирачката (най-често тя е 0), min^{-1}

t_{cn} – необходимо (желано) време за достигане до **N_{кр}**.

Тогава моментът на спиране **M_{cn}** ще се определи от зависимостта

$$(2) \quad M_{cn} = M_{ноб} + M_a - M_c,$$

където :

M_a – активен момент (дължащ се например от теглото),

M_c – съпротивителен момент, дължащ се на триенето.

2.2. Проверка за разсейване на термичната мощност

Тази проверка се извършва по два начина в зависимост от честотата на задействане на дисковата спирачка по време на работа.

2.2.1. Еднократни извънредни спираня – при тези спираня, които са с малка честота, е необходимо да се провери дали спирачният диск няма да достигне температура равна или по-висока от 500°C, вследствие на акумулираната енергия. Поради това спирането не трябва да продължава повече от 10 s. Проверката се състои в следното :

$$(3) \quad E_a \leq E_{max}$$

където :

E_a – абсорбирана енергия по време на спирането, която се

определя от зависимостта

$$(4) \quad E_a = I \cdot \Delta\omega^2 / 2, J$$

а $\Delta\omega$ е равно на

$$(5) \quad \Delta\omega = \omega_{кр} - \omega_{нач}$$

ω_{нач} – ъглова скорост преди започване на спирането, rad/s

ω_{кр} – ъглова скорост след спирането (най-често 0), rad/s

E_{max} – максимална абсорбирана енергия от спирачния диск, направен от сив чугун с дебелина 12, 5 mm, J.

Стойностите на максималната абсорбирана енергия **E_{max}** за различните диаметри спирачни дискове са представени в Таблица 1.

Таблица 1. Стойности на **E_{max}** в зависимост от диаметъра на спирачния диск

D (mm)	E _{max} (J)	D (mm)	E _{max} (J)
125	185 000	355	1 900 000
150	270 000	430	3 000 000
200	460 000	520	5 000 000
250	760 000	625	6 250 000
315	1 200 000	750	7 800 000

2.2.2. Многократни спираня – проверката се извършва като се сравняват разсейваната мощност **P_a** и максималната мощност **P_{max}**, в случаите, когато честотата на спиранията **z** не е много висока – под 40 на час.

$$(6) \quad P_a \leq P_{max},$$

където

P_a – разсейвана мощност в процеса на спиране, kW,

P_{max} – максимална мощност, която може да бъде разсейвана от спирачен диск с дебелина 12,5 mm при температура 300°C, kW.

Мощността **P_a** се определя по формулата

$$(7) \quad P_a = 1/2 \cdot M_{cn} \cdot \Delta\omega/1000 \cdot z \cdot t_{cn}/3600$$

Стойностите на мощността **P_{max}** могат да се определят от графиката, представена на Фигура 2.

В методиката не се разглеждат случаите, когато честотата на спиранията е по – голяма от 40 на час ($z > 40$).

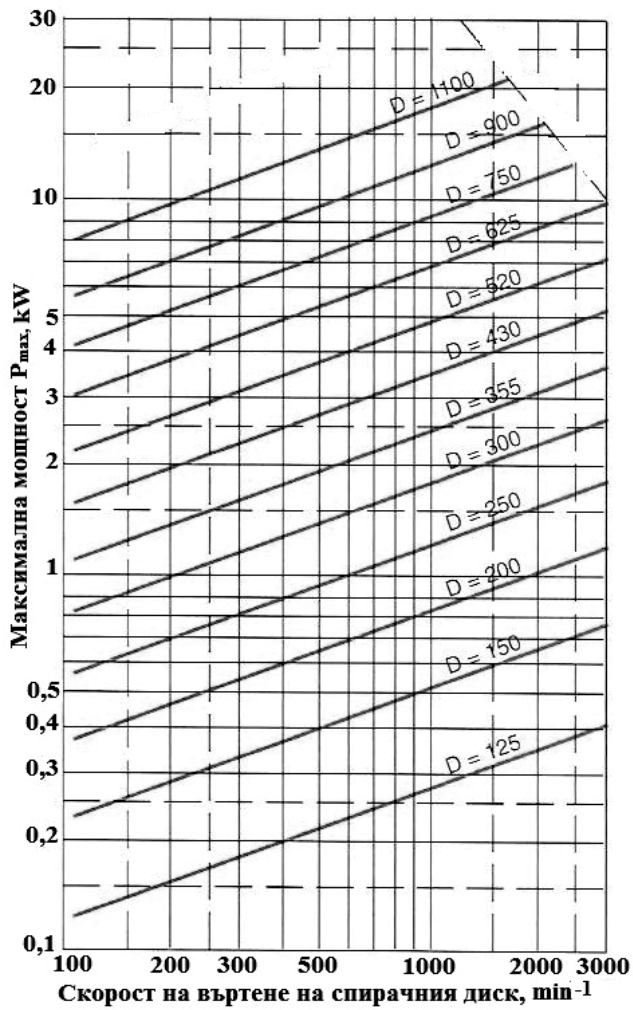
В Таблица 2 и Таблица 3 са дадени някои от характеристиките за различните размери дискови спирачки за индустрията, където **p_{min}** и **p_{max}** са съответно минималното и максималното необходимо захранващо налягане на спирачката, а **Q, cm³** – максималният консумиран дебит за един цикъл на спиране.

Таблица 2. Спирачни челюсти, задържащи диска без налягане – освобождаването му е пневматично

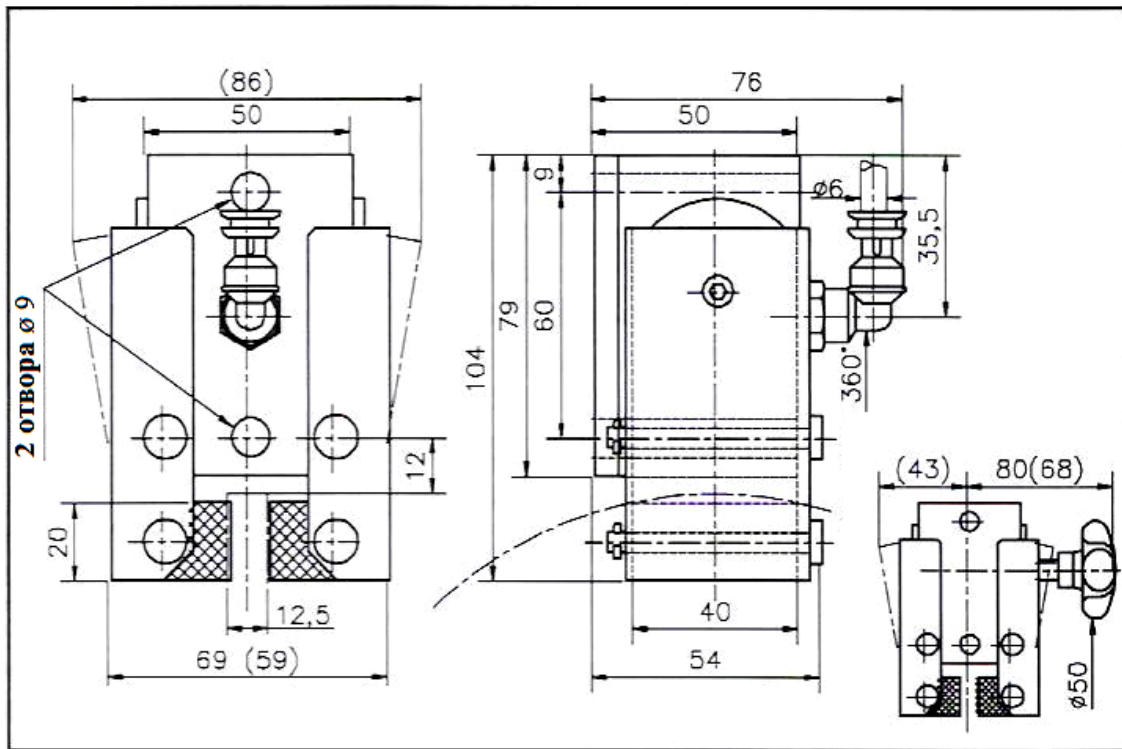
Размер	FPM			FPA
	10	20	30	30
P_{min}, bar	5	5	5	5
P_{max}, bar	8	7	8	8
Q, cm³	3	17	48	48

Таблица 3. Спирачни челюсти, задържащи диска без налягане – освобождаването му е хидравлично

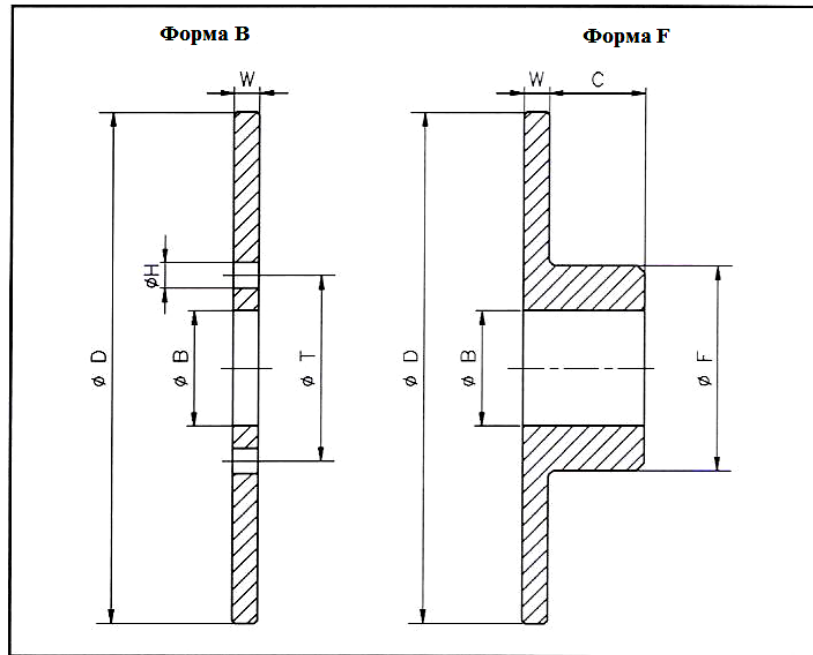
Размер	FHM	FHA
	20	30
P_{min}, bar	65	40
P_{max}, bar	100	100
Q, cm³	2,5	6



Фиг. 2. Максимална разсейвана мощност P_{max} от спирални дискове с различни диаметри D .



Фиг. 3. Конструкция на дискова спиралка тип DH 10 FPM (DH 10 P)

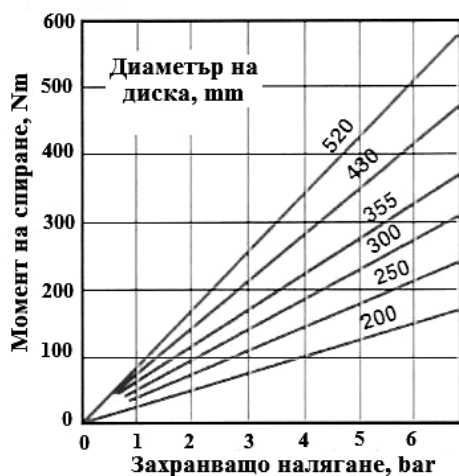


Фиг. 5. Конструкции на спирачен диск

Таблица 4. Размери на спирачните дискове в зависимост от диаметра D

$\varnothing D$ mm	$\varnothing B$ mm	$\varnothing T$ mm	$\varnothing H$ mm	брой отв.	N min ⁻¹	I kg.m ² .rad ⁻²	$\varnothing F$ mm	C mm	I kg.m ² .rad ⁻²
125	40	56	9	4	14 600	0.002344	50	25	0.002455
150	50	66	9	4	12 200	0.004504	60	30	0.004781
200	63	83	11	8	9 170	0.014235	65	40	0.014744
250	80	100	11	8	7 370	0.034754	100	50	0.038313
300	100	122	14	8	6 110	0.072067	120	60	0.080922
355	110	132	14	10	5 160	0.141307	145	70	0.163331
430	125	147	14	12	4 260	0.296005	170	85	0.345665
520	160	182	14	16	3 520	0.535794	210	105	0.665129

На Фигура 3 е показана конструкцията на дискова спирачка **DH 10 FPM (DH 10 P)**. При нея равнината на закрепване на спирачните челюсти е перпендикулярна на равнината на диска. Теглото ѝ е около 1 – 1,2 kg. Максималният момент на спиране $M_{сш}$ при различни диаметри на спирачния диск за спирачка тип **DH 10 P** може да се определи от диаграмата на Фигура 4. За дискова спирачка тип **DH 10 FPM** стойностите на момента на спиране се увеличават с 3,7 бар.

Фиг. 4. Момент на спиране за дискова спирачка **DH 10 P**

На Фигура 5 са представени възможните конструкции на спирачен диск, а в Таблица 4 - размерите им в зависимост от диаметра D.

3. Изводи

От данни в литературата е извършена класификация на дисковите спирачки за индустрията в няколко групи в зависимост от функциите, които трябва да изпълняват. Анализирани са предимствата на дисковите спирачки в сравнение с останалите, използвани в индустрията.

Разработена е методика за избор на конкретна дискова спирачка за индустрията, която се основава на два обективни критерия. Единият отчита необходимия момент на спиране в зависимост от избраната комбинация спирачни челюсти – спирачен диск. Другият критерий проверява дали образуваната и разсейвана по време на спирането термична мощност може да се абсорбира в достатъчна степен от спирачния диск

Литература

1. АРНАУДОВ К., И.Димитров, П.Йорданов, Л.Лефтеров. Машинни елементи. Техника, София, 1980.
2. ПРОСПЕКТ на фирма SIAM RINGSPANN, 2009 г.
3. CHEVALIER A. Guide du dessinateur industriel. Edition HACHETTE Technique, 2004.
4. CORBET J.-Cl., A. Ducruet, L. Huchet. Le CoDoTec. 1996.