

6. Pneumatické lineární pohony

Jak vybrat velikost pohonu

K urychlení práce a zaručení správného silového účinku je důležitá správná volba velikosti pohonu. Hmotnost pohybujících se částí pak ovlivňuje i volbu vedení. Často bývá první návrh potřebné velikosti válce proveden odhadem. V takových případech může pomoci při volbě pohonu faktor zátěže (celkové zatížení / teoretická síla válce).

U válců není poměr mezi teoretickou silou a efektivní silou (skutečná síla snižena o tření) konstantní. Proto je výběr na základě teoretické síly a faktoru zátěže také možný.

Dimenzování pneumatických válců

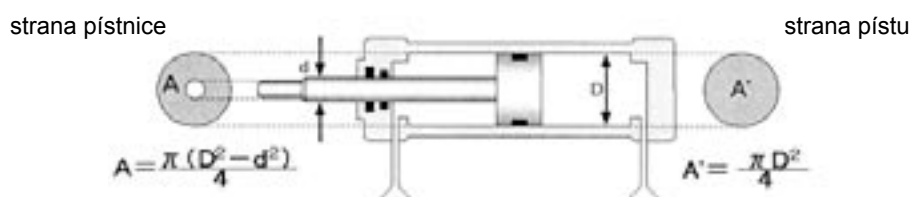
Síla vyvinutá pneumatickým válcem

Sílu, kterou vyvine pneumatický válec, určuje plocha pístu, daná jeho průměrem, tlak vzduchu a odpory, způsobené třením vedení a těsnění pístu a pístnice.

Lineární pneumatické motory – pneumatické válce mají podle doporučení normy ISO 4393 a 487 R10 tyto průměry:

8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250 a 320 mm

Mimo tyto průměry se používají také miniaturní válce o průměrech 2,5, 4 a 6 mm.



Teoretickou, statickou sílu pneumatického válce můžeme vypočítat podle vzorce:

$$F = A \times p$$

F	- síla	(N)
A	- plocha pístu	(m²)
p	- tlak vzduchu ve válci	(Pa = N/m²)

U *dvojčinných pneumatických válců* platí při vysouvání pístnice:

$$F_{\text{vys}} = D^2 \times \pi/4 \times p$$

D	- průměr pístu	(m)
---	----------------	-----

a při zasouvání pístnice:

$$F_{\text{zas}} = [(D^2 \times \pi/4) - (d^2 \times \pi/4)] \times p$$

d	- průměr pístnice	(m)
---	-------------------	-----

U *jednočinných pneumatických válců* (pístnice v klidu zasunutá) platí:

$$F_E = (D^2 \times \pi/4 \times p) - F_s$$

F _s	- síla stlačené pružiny v konci zdvihu	(N)
----------------	--	-----

6. Pneumatické lineární pohony

Příklad:

Zjistěte teoretický průměr dvojčinného pneumatického válce, který musí při tlaku vzduchu 0,6 MPa vyvinout sílu 1 600 N.

Síla při vysouvání pístnice:

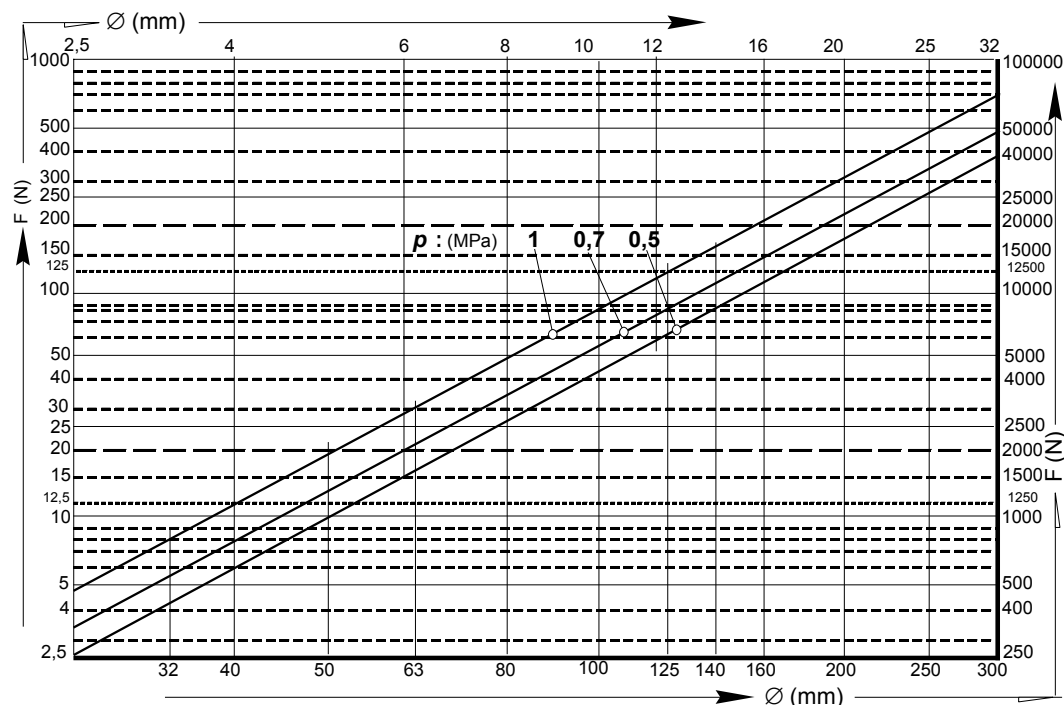
$$F_{\text{vys}} = D^2 \times \pi / 4 \times p$$

Z výše uvedeného vzorce vypočítáme teoretický průměr pneumatického válce:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times F_{\text{vys}}}{\pi \times p}} = \sqrt{\frac{4 \times 1\,600\text{ N}}{\pi \times 600\,000\text{ Pa}}} = 0,0583\text{ m} = 58,3\text{ mm}$$

Účinnost pneumatického válce je 80 až 95%, proto vždy volíme nejbližze větší průměr vyráběného pneumatického válce, tedy $D = 63\text{ mm}$. Teoretická síla válce $D = 63\text{ mm}$ při tlaku 0,6 MPa je 1870 N, 1600 N je 85,56 % této hodnoty, takže válec $D = 63\text{ mm}$ lze použít.

Pro volbu průměru pneumatického válce je možné použít také následující diagram:



Obr. 6.33 Teoretická síla F (N) pneumatických válců od průměru 2,5 do průměru 32 mm (levá svislá stupnice) až do průměru 300 mm (pravá svislá stupnice) při tlaku vzduchu 0,5 ; 0,7 a 1,0 MPa

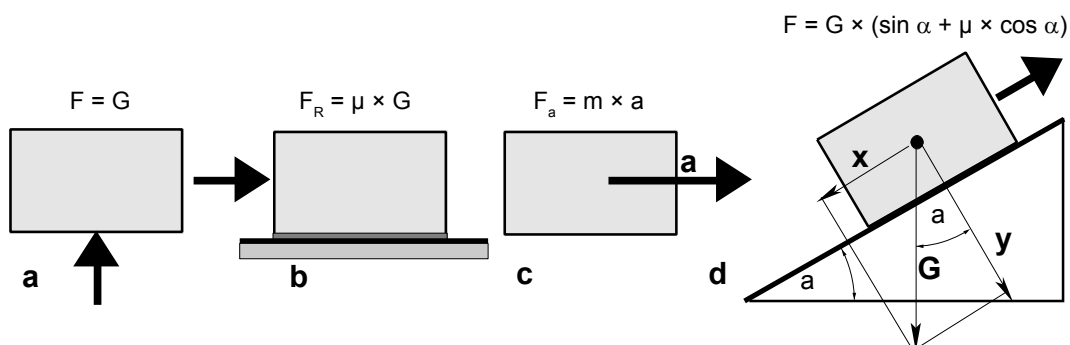
6. Pneumatické lineární pohony

Využitelná síla pneumatického válce

Využitelná síla pneumatického válce je určena hmotností tělesa spojeného s pístnicí, úhlem, který svírá osa válce s horizontální rovinou, třením, tlakem vzduchu a plochou pístu pneumatického válce. Dále je třeba také počítat s mechanickou účinností pneumatického válce, která se podle typu a velikosti pohybuje v rozmezí od 80 do 95 % jeho teoretické síly.

Velikost využitelné síly pneumatického válce závisí především na následujících podmínkách:

- hmotnosti břemene → zatížení pístnice G (obr. 6.34a)
- síle k překonání tření F_R (obr. 6.34b)
- síly potřebné pro zrychlení F_a (obr. 6.34c)
- rozkladu sil na nakloněné rovině (obr. 6.34d)
- tlaku vzduchu ve válci
- ploše pístu válce
- účinnosti válce, která se podle typu a velikosti pohybuje v rozmezí 80 % až 95 % teoretické síly



Obr. 6.34 Působení sil, vyvozených břemenem

Tlak, vyvozený hmotností břemene na podložku, nazýváme hmotnostní silou. Je v přímé závislosti na zemském tíhovém zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Násobením hmotnosti břemene m (kg) zemským tíhovým zrychlením g dostaneme hmotnostní sílu G (N).

$$G = m \times g \quad (\text{N})$$

Při vodorovném pohybu (úhel osy válce $\alpha = 0^\circ$) působí břemeno celou hmotností na podložku, tj. konstrukci stroje. To dovoluje využít celou sílu pneumatického válce pro zrychlení. Při svislém pohybu (úhel osy válce $\alpha = 90^\circ$) musí pneumatický válec překonat sílu vyvozenou hmotností břemene a pak působit na břemeno silou zrychlení. U nakloněné roviny mezi 0° až 90° se pohybuje využití síly válce proti síle břemene v rozmezí 0 až 100 %. Hodnota je vyjádřena sinem úhlu a jeho hodnota se pohybuje v rozmezí od 0 pro vodorovný pohyb do 1 pro svislý pohyb (obr. 6.34d).

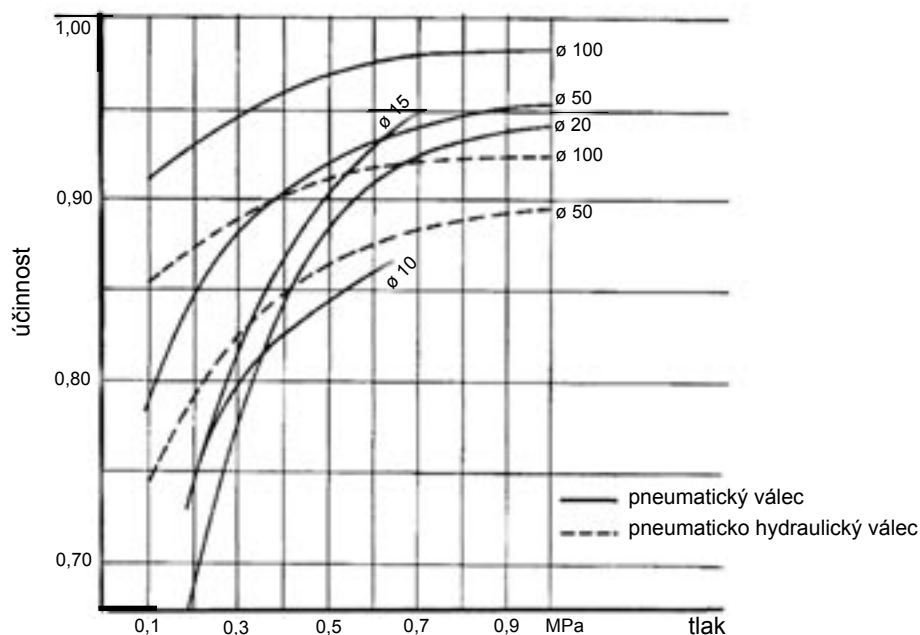
6. Pneumatické lineární pohony

Při vodorovném pohybu (úhel osy válce $\alpha = 0^\circ$) je třeba překonat pouze tření mezi tělesem a podložkou. Síla pro překonání tření F_R je dána součinem hmotnostní síly G a součinitele tření μ (obr. 6.34b).

kombinace materiálů	součinitel dynamického tření μ		součinitel statického tření μ_H	
	suchý povrch	mazaný povrch	suchý povrch	mazaný povrch
ocel na oceli	0,1 až 0,15	0,05	0,15 až 0,2	0,1
ocel na litině	0,1 až 0,15	0,05	0,15 až 0,2	0,1
ocel na bronzu	0,15 až 0,2	0,05	0,15 až 0,25	0,1
kov na plastu	-	-	0,2 až 0,3	-
ocel na teflonu	0,05 až 0,25	-	0,05 až 0,25	-
plast na plastu	-	-	0,25 až 0,4	-

Tabulka 6.35 Hodnoty součinitelů tření

Teoretická síla \times účinnost válce = efektivní (využitelná) síla



Obr. 6.36 Účinnost válců

6. Pneumatické lineární pohony

Koeficient zatížení pístnice

Koeficient zatížení pístnice vyjadřuje v procentech poměr potřebné síly k teoretické síle pneumatického válce.

$$k = \frac{\text{potřebná síla}}{\text{teoretická síla}} \times 100$$

Pístnice pneumatického válce by měla být zatížena břemenem, které odpovídá maximálně 85 % válcem vyvinuté síly. Pokud se vyžaduje přesnější regulace rychlosti pohybu pístnice nebo se mění její zatížení, měl by se koeficient zatížení pístnice pohybovat v rozmezí od 60 do 70 % válcem vyvinuté síly.

V tabulce jsou uvedeny koeficienty zatížení pístnice pro pneumatické válce od průměru 25 do průměru 100 mm, pracující s tlakem $p = 0,5$ MPa při různých úhlech naklonění osy a pro dva součinitele tření ($\mu = 0,01$ pro valivé tření a $\mu = 0,2$ pro kluzné tření).

ø pístu (mm)	hmotnost zátěže (kg)	svisle nahoru ↑	60°		45°		30°		vodorovně ↔	
			μ 0,01	μ 0,2	μ 0,01	μ 0,2	μ 0,01	μ 0,2	μ 0,01	μ 0,2
25	100	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	50	-	-	-	-	-	-	-	2,2	40
	25	-	(87,2)	(96,7)	71,5	84,9	50,9	67,4	1	20
	12,5	51,8	43,6	48,3	35,7	34,2	25,4	33,7	0,5	10
32	180	-	-	-	-	-	-	-	4,4	-
	90	-	-	-	-	-	-	-	2,2	43,9
	45	-	(95,6)	-	78,4	(93,1)	55,8	73,9	1,1	22
	22,5	54,9	47,8	53	39,2	46,6	27,9	37	0,55	11
40	250	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78
	125	-	-	-	-	-	(99,2)	-	2	39
	65	-	-	-	72,4	(86)	51,6	68,3	1	20,3
	35	54,6	47,6	52,8	39	46,3	27,8	36,8	0,5	10,9
50	400	-	-	-	-	-	-	-	4	79,9
	200	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	100	-	87	(96,5)	71,3	84,8	50,8	67,3	1	20
	50	50	43,5	48,3	35,7	42,4	25,4	33,6	0,5	0
63	650	-	-	-	-	-	-	-	4,1	81,8
	300	-	-	-	-	-	-	-	1,9	37,8
	150	(94,4)	82,3	(91,2)	67,4	80,1	48	63,6	0,9	18,9
	75	47,2	41,1	45,6	33,7	40,1	24	31,8	0,5	9,4
80	1000	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78,1
	500	-	-	-	-	-	-	-	2	39
	250	(97,6)	85	(94,3)	69,7	82,8	49,6	65,7	1	19,5
	125	48,8	42,5	47,1	34,8	41,4	24,8	32,8	0,5	9,8
100	1600	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	800	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	400	-	(87,0)	(96,5)	71,4	84,4	50,8	67,3	1	20
	200	50	43,5	48,3	35,7	42,2	25,4	33,6	0,5	10

Tabulka 6.37 Koeficienty zatížení pístnice pneumatických válců při tlaku vzduchu $p = 0,5$ MPa

6. Pneumatické lineární pohony



V tabulce 6.38 jsou uvedena maximální zatížení pístnic pneumatických válců od průměru 25 do průměru 100 mm, pracujících s tlakem $p = 0,5$ MPa, s koeficientem zatížení $k = 85$ %, rovněž pro dva součinitele tření ($\mu = 0,01$ pro valivé tření a $\mu = 0,2$ pro kluzné tření).

ø pístu (mm)	svisle	60°		45°		30°		vodorovně	
	-	$\mu=0,01$	$\mu=0,2$	$\mu=0,01$	$\mu=0,2$	$\mu=0,01$	$\mu=0,2$	$\mu=0,01$	$\mu=0,2$
25	21,2	24,5	22	30	25	42,5	31,5	2123	106
32	39,2	45	40,5	54,8	46,2	77	58,2	3920	196
40	54,5	62,5	56,4	76,3	64,2	107	80,9	5450	272,5
50	85	97,7	88	119	100,2	167,3	126,4	8500	425
63	135	155	139,8	189	159,2	265,5	200,5	13500	675
80	217,7	250	225,5	305	256,7	428	323,5	21775	1089
100	340,2	390,5	390,8	352	476,2	669,2	505,5	34020	1701

Tabulka 6.38 Dovolené zatížení pneumatických válců m (kg), pracujících s koeficientem zatížení $k = 85$ % a provozním tlakem $p = 0,5$ MPa

6. Pneumatické lineární pohony

Příklad:

Zadáno: hmotnost zátěže 100 kg
tlak vzduchu 0,5 MPa
průměr válce 32 mm
součinitel tření $\mu = 0,2$
směr pohybu vodorovně

Hledáme: teoretickou rychlost pístu po uplynutí jedné sekundy

Řešení: v tabulce 6.29 nalezneme pro daný průměr válce a směr pohybu koeficient zatížení pístnice $k = 43,9 \%$, který platí pro zatížení $m = 90 \text{ kg}$.
Pro hmotnost $m = 100 \text{ kg}$ bude koeficient zatížení:

$$k = 43,9 \% \times \frac{100 \text{ kg}}{90 \text{ kg}} = 48,8 \%$$

Teoretická síla zadaného pneumatického válce při vysouvání pístnice je $F_T = 402 \text{ N}$

Využitelná síla $F_E = (F_T \times k) : 100 = (402 \text{ N} \times 48,8 \%) : 100 = 196,2 \text{ N}$

Při účinnosti pneumatického válce $\eta = 95 \%$ bude k dispozici pro zrychlení síla:

$$F_a = 95 \% - 48,8 \% = 46,2 \%$$

$$F_a = (402 \text{ N} \times 46,2 \%) : 100 = 185,7 \text{ N}$$

Síla zrychlení = hmotnost \times zrychlení

$$F_a = m \times a$$

z toho

$$a = \frac{F}{m} = \frac{185,7 \text{ N}}{100 \text{ kg}} = 1,857 \text{ m/s}^2$$

Teoreticky dosažitelná rychlost pístu po uplynutí jedné sekundy je přibližně $v = 2 \text{ m/s}$. Jako teoretický označujeme tento výsledek proto, že v praxi vzduch z pneumatického válce proudí omezeným průřezem. Odpor vzduchu působí proti pohybu pístu silou, kterou označujeme jako pneumatickou zátěž. Čím vyšší je rychlost pístu, tím větší je pneumatická zátěž, která stabilizuje rychlost pohybu pístu.

U pneumatického válce s koeficientem zatížení pístnice $k = 85 \%$ a účinností $\eta = 95 \%$ zůstane pro *pneumatickou zátěž* – stabilizaci rychlosti pístu - k dispozici 10 % síly. Zvýší-li se zatížení pístnice (hmotnost pohybujícího se tělesa apod.) pouze o 5 %, klesne hodnota pneumatické zátěže na polovinu. Při koeficientu zatížení pístnice $k = 60 \%$ budou mít změny mechanického zatížení pístnice minimální vliv na pneumatickou zátěž.

Kontrola zatížení pístnice na vzpěr

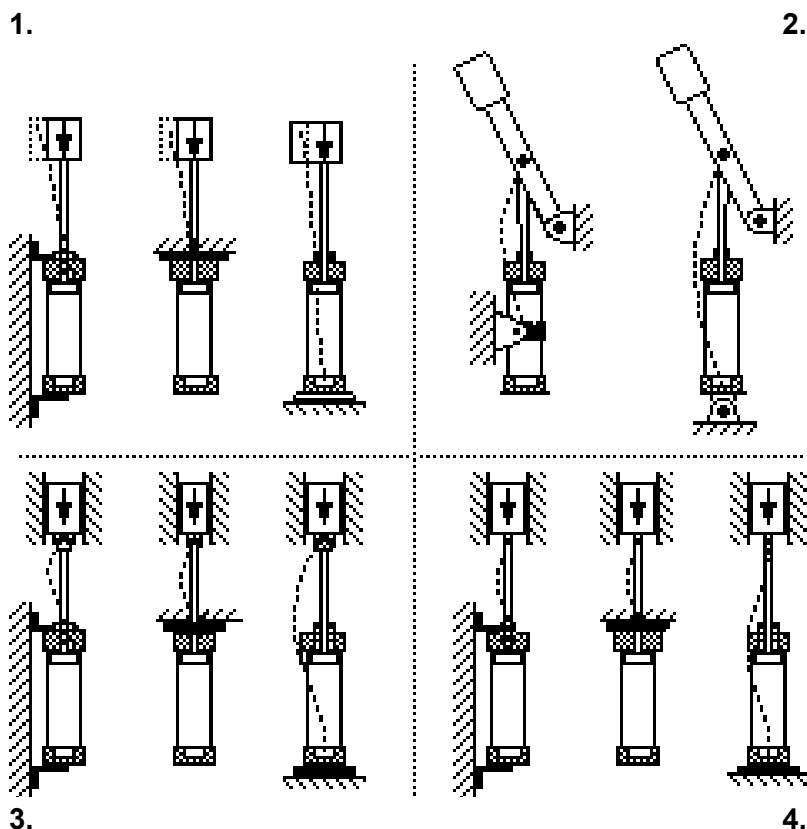
Zatížení pístnice na vzpěr nastane při splnění jedné ze dvou, nebo obou následujících podmínek:

1. zatížení pístnice tlakem
2. když je zatížené těleso (např. pneumatický válec) poměrně dlouhé a štíhlé

První podmínka nastane, když osa pneumatického válce je svislá a válec zvedá břemeno nebo v tom směru tlačí. Druhá podmínka nastane, když se překročí maximální zdvih válce, který je v katalogu doporučen pro daný průměr válce a tlak vzduchu.

Na obr. 6.39 jsou uvedeny čtyři základní způsoby namáhání pístnice pneumatického válce na vzpěr:

1. tuhé upevnění válce, tuhé spojení pístnice se zátěží, pístnice se zátěží bez vedení.
2. uložení s kloubem na obou stranách.
3. tuhé upevnění válce, spojení pístnice se zátěží kloubem, zátěž s vedením.
4. tuhé uložení válce, tuhé spojení pístnice se zátěží, zátěž s vedením.



Obr. 6.39 Čtyři základní způsoby namáhání pístnice pneumatického válce na vzpěr

Při rychlém rozhodování lze použít také z praxe odvozený vztah: zdvih válce s průměrem nad 50 mm by neměl překročit trojnásobek jeho průměru, u válců s menším průměrem pětinašobek jeho průměru.

6. Pneumatické lineární pohony

Spotřeba vzduchu pneumatických válců

U pneumatických válců rozlišujeme dva druhy spotřeby vzduchu:

První údaj tvoří *průměrná spotřeba vzduchu za minutu*. Tento údaj je třeba pro určení velikosti kompresoru a přívodního potrubí. Rovněž se používá pro výpočet nákladů na energii a celkových nákladů.

Druhý údaj tvoří *okamžitá maximální spotřeba vzduchu*. Tento údaj je třeba pro správné určení velikosti ventilu, průřezu hadic, šroubení, nástrčných spojek a jednotek pro úpravu stlačeného vzduchu. Jeho hodnota je dána rychlostí pohybu pístu (pístnice). Spotřeba vzduchu stroje je určena buď maximální spotřebou samostatně pracujícího válce nebo součtem maximální spotřeby všech současně pracujících válců.

- **Průměrná spotřeba vzduchu za minutu**

Průměrnou spotřebu vzduchu definuje součin:

plochy pístu × zdvihu pístu × absolutního tlaku vzduchu × počtu zdvihů za minutu

$$Q = \frac{1,4 \times D^2 \times \pi/4 \times H \times (p + 0,1) \times n}{10^5}$$

Q	- spotřeba vzduchu	(l _n /min)
1,4	- průměr konstanty, nutné ke kompenzaci termodynamických ztrát	
D	- průměr pístu	(mm)
H	- zdvih pístu	(mm)
p	- tlak vzduchu ve válci	(MPa)
0,1	- k hodnotě provozního tlaku vzduchu se musí připočítat 0,1 MPa (přesně 0,10135 MPa). Je-li píst v koncové poloze, není ve válci prakticky vzduch. Vysune-li se pístnice válce ručně do koncové polohy, zaplní se válec vzduchem, který má atmosférický tlak.	
n	- počet jednotlivých zdvihů za minutu	(1/min)

6. Pneumatické lineární pohony



V tabulce 6.40 je uvedená spotřeba vzduchu ($l_n/\text{min.}$) dvojčinných pneumatických válců se zdvihem 100 mm s ohledem na termodynamické změny objemu.

ø pístu (mm)	tlak vzduchu (MPa)					
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
20	0,13	0,18	0,22	0,26	0,31	0,35
25	0,21	0,27	0,34	0,41	0,48	0,55
32	0,34	0,45	0,56	0,68	0,79	0,90
40	0,53	0,70	0,88	1,06	1,23	1,41
50	0,82	1,10	1,37	1,65	1,92	2,20
63	1,31	1,74	2,18	2,62	3,05	3,49
80	2,11	2,81	3,52	4,22	4,92	5,63
100	3,30	4,40	5,50	6,59	7,69	8,79

Tabulka 6.40 Spotřeba vzduchu v l_n/min dvojčinných pneumatických válců se zdvihem 100 mm

Dále je třeba vzít v úvahu:

- že do spotřeby vzduchu, uvedené v tabulce, nejsou zahrnuty mrtvé objemy v čelech válců a objemy hadic.
- že doprava stlačeného vzduchu (přenos energie) není v praxi beze ztrát.

Spotřeba vzduchu daná objemem hadic přívodu vzduchu

Pokud jsou mezi ventilem a pneumatickým válcem použity dlouhé hadice, které se střídavě plní a vyprazdňují, je třeba jejich objem přičíst k celkové spotřebě vzduchu.

$$Q = \frac{1,4 \times d_H^2 \times \pi/4 \times L \times p \times n}{10^5}$$

- | | | |
|---------|---|----------------------|
| Q | - spotřeba vzduchu | (l_n/min) |
| 1,4 | - průměr konstanty nutné ke kompenzaci termodynamických ztrát | |
| d_H^2 | - vnitřní průměr hadice | (mm) |
| L | - délka hadice | (mm) |
| p | - tlak vzduchu v hadici | (MPa) |
| n | - počet jednotlivých zdvihů za minutu | (1/min) |

6. Pneumatické lineární pohony

Příklad:

Je třeba zjistit hodinové náklady na energii pneumatického válce o průměru $D = 80 \text{ mm}$ se zdvihem $H = 400 \text{ mm}$, který vykoná 12 dvojzdvihů (vysunutí a zasunutí pístnice) za minutu a pracuje s tlakem vzduchu $p = 0,6 \text{ MPa}$.

V tabulce 6.40 nalezneme, že válec s uvedenými parametry potřebuje pro zdvih 100 mm $4,92$ litru vzduchu. Tuto hodnotu použijeme pro výpočet průměrné spotřeby vzduchu:

$Q = \text{spotřeba vzduchu pro zdvih } 100 \text{ mm} \times \text{zdvih válce} \times \text{počet jednotlivých zdvihů}$

$$Q = \frac{4,92 \text{ l}_n/\text{min} \times 400 \text{ mm} \times 24}{100 \text{ mm}} = 472 \text{ l}_n/\text{min}$$

K výrobě 1 m_n^3 vzduchu se spotřebuje přibližně 6 kW elektrického výkonu. 1 kW stojí $4,30 \text{ Kč}$. $1 \text{ m}_n^3/\text{min}$ vzduchu stojí:

$$\frac{4,30 \text{ Kč} \times 6 \text{ kW}}{1 \text{ kWh}} = 25,80 \text{ Kč /hod}$$

V příkladu podle zadání pak:

$$\frac{0,472 \text{ m}_n^3/\text{min} \times 25,80 \text{ Kč/hod}}{1 \text{ m}_n^3/\text{hod}} = 12,17 \approx 12,20 \text{ Kč/hod}$$

6. Pneumatické lineární pohony



- **Okamžitá maximální spotřeba vzduchu**

Okamžitá maximální spotřebu vzduchu definuje součin:

plochy pístu × rychlosti pístu × absolutního tlaku vzduchu

$$Q = \frac{1,4 \times D^2 \times \pi/4 \times v \times (p + 0,1) \times 60}{10^5}$$

Q - maximální spotřeba vzduchu (l_n/min)

1,4 - kompenzace termodynamických ztrát

D - průměr pístu (mm)

v - rychlost pístu (pístnice) (mm/s)

p - tlak vzduchu ve válci (MPa)

60 - převod na minutu

V tabulce 6.41 je uvedena maximální spotřeba vzduchu (l_n/min) pneumatických válců při různých rychlostech pístu a provozním tlaku p = 0,5 MPa. Uvedené hodnoty zahrnují také kompenzaci termických změn objemu. Pro jiné tlaky je třeba spotřebu vzduchu odpovídajícím způsobem upravit.

ø pístu (mm)	rychlost pístu v (mm/s)									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
20	16	32	47	63	79	95	111	127	142	158
25	25	49	74	99	124	148	173	198	223	247
32	41	81	122	162	203	243	284	324	365	405
40	63	127	190	253	317	380	443	506	570	633
50	99	198	297	396	495	593	692	791	890	989
63	157	314	471	628	785	942	1099	1256	1413	1570
80	253	506	760	1013	1266	1519	1772	2026	2279	2532
100	396	791	1187	1583	1978	2374	2769	3165	3561	3956

Tabulka 6.41 Maximální spotřeba vzduchu v l_n/min dvojčinných pneumatických válců s provozním tlakem p = 0,5 MPa

6. Pneumatické lineární pohony

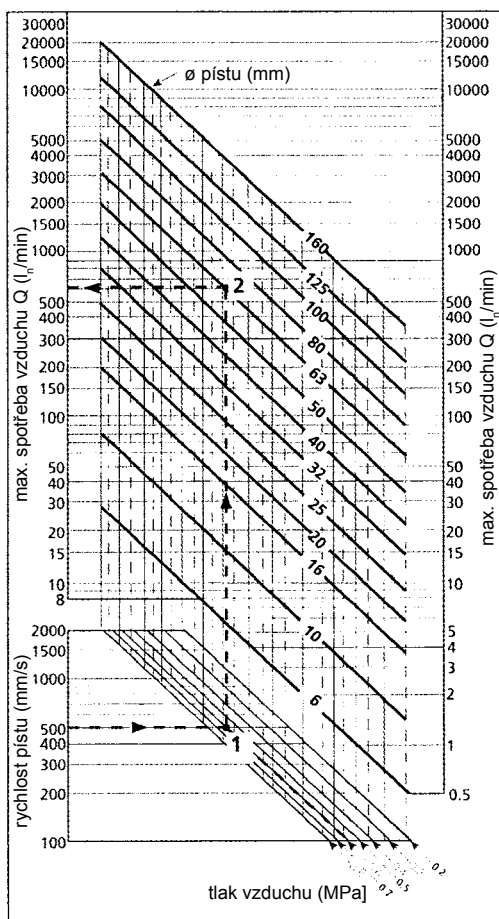
Příklad:

Vypočtete maximální spotřebu vzduchu pneumatického válce o průměru $D = 63 \text{ mm}$, jehož pístnice se pohybuje rychlostí $v = 500 \text{ mm/s}$. Provozní tlak je $p = 0,6 \text{ MPa}$.

$$Q_{\max} = \frac{1,4 \times D^2 \times \pi/4 \times v \times (p + 0,1) \times 60}{10^5} =$$

$$\frac{1,4 \times 63^2 \times \pi/4 \times 500 \times (0,6 + 0,1) \times 60}{10^5} = 916 \text{ l}_n/\text{min}$$

Maximální spotřebu stlačeného vzduchu pro uvedený příklad můžeme také odečíst z grafu na obr. 6.42.



Postup při řešení:

1. z levé strany vedeme z bodu pro rychlost 500 mm/s vodorovnou přímkou. V průsečíku s čarou pro tlak vzduchu $p = 0,6 \text{ MPa}$ získáme bod „1“.
2. z bodu „1“ vedeme svislou přímkou. V průsečíku s čarou pro průměr válce $D = 63 \text{ mm}$ získáme bod „2“.
3. z bodu „2“ vedeme vodorovnou přímkou. Na stupnici vlevo nebo vpravo odečteme maximální spotřebu vzduchu $Q = 620 \text{ l}_n/\text{min}$.
4. uvedený diagram nepočítá s termodynamickými ztrátami. Proto je třeba odečtenou hodnotu násobit průměrnou konstantou 1,4.

$$Q_{\max} = 620 \text{ l}_n/\text{min} \times 1,4 = 868 \text{ l}_n/\text{min}$$

Obr. 6.42 Graf pro určení max. spotřeby vzduchu pneumatického válce

Rychlost pístu – pístnice

Rychlost pístu – pístnice je ovlivněna:

- přebytkem síly pro zrychlení (koeficientem zatížení pístnice)
- tlakem vzduchu
- rozdílem tlaku ve válci za pístem a před pístem ve směru jeho pohybu. Jeho velikost závisí především na rychlosti, jakou je objem vzduchu před pístem z válce vypuštěn.

Čím má koeficient zatížení pístnice nižší hodnotu, tím lépe lze regulovat rychlost pohybu pístnice. Pro regulaci rychlosti pístu se používají většinou škrticí ventily s vestavěným zpětným ventilem. U pneumatických válců rozlišujeme mezi škrcením vzduchu na přívodu do válce a škrcením vzduchu na výstupu z válce (viz obr. 5.42 a 5.43).

Použití rychloodvzdušňovacího ventilu

Velká rychlost pístu není závislá pouze na tlaku vzduchu za pístem, ale také na rychlém snížení tlaku před pístem, tedy na rychlém odvedení vzduchu z prostoru před pístem do atmosféry. K tomu účelu byly vyvinuty tzv. rychloodvzdušňovací ventil (viz obr. 5.45).

Kinetická energie

Pohybuje-li se mechanismus pneumatického pohonu přímočarým pohybem vratným nebo kyvným pohybem vratným v konci zdvihu vyšší rychlostí jak 500 mm/s, hrozí nebezpečí, že nárazem na pevný doraz se mechanismus pohonu, působením kinetické energie, poškodí. Proto platí všeobecné pravidlo: při rychlosti 500 mm/s a vyšší vždy použít externí dorazy s tlumiči energie.

Jakou kinetickou energii je schopen použitý pneumatický pohon absorbovat, zjistíme z příslušného katalogu nebo dotazem u firmy SMC.

Kinetická energie tělesa s přímočarým pohybem

$$E_k = \frac{m}{2} \times v^2$$

E_k - kinetická energie pohybujícího se tělesa (J = Nm)

m - hmota pohybujícího se tělesa (kg)

v - rychlost pohybujícího se tělesa v okamžiku nárazu (m/s)

Kinetická energie otáčejícího se (rotujícího) tělesa

Rovnice pro výpočet kinetické energie rotujících těles je přibližně stejná jako pro tělesa s přímočarým pohybem. Místo hmotnosti tělesa m se zavádí hmotnostní moment setrvačnosti I a místo rychlosti v úhlová rychlost na konci rotačního pohybu ω .

$$E_\omega = \frac{I}{2} \times \omega^2$$

E_ω - kinetická energie rotujícího tělesa (J = Nm)

I - hmotnostní moment setrvačnosti (kgm²)

ω - úhlová rychlost na konci rotačního pohybu (rad/s)