

POPIS VYNÁLEZU K PATENTU

199649
(11) (B2)



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

(22) Přihlášeno 21 10 76
(21) (PV 6795-76)

(51) Int. Cl.³
F 16 H 39/00

(40) Zveřejněno 31 10 79

(45) Vydáno 15 07 83

(72)

Autor vynálezu

LUKÁCS JÁNOS dr., MISKOLC (MLR)

(73)

Majitel patentu

FELSŐZSOLCAI MEZŐGAZDASÁGI GÉPGYÁRTÓ ÉS SZOLGÁLTATÓ
VÁLLALAT, FELSŐZSOLCA (MLR)

(54) Hydraulický pohon

1

Vynález se týká hydraulického pohonu s hydraulickým zdrojem střídavé energie a s ním spojeným měničem energie k přeměně hydraulické energie na mechanickou, čímž toto zařízení vytváří měnič momentu nebo je v něm hydraulická kapalina usměrněna, načež je její energie přeměněna na energii mechanickou.

Hydraulický přenos a přeměna energie probíhají ve stejnosměrných hydraulických zařízeních, známých z literatury i z praxe, v nichž je zabudován buď rotační nebo lineární měnič. Do hydraulického média je čerpadlem zaváděna tlaková energie, přičemž médium proudí potrubím a energie je přenášena usměrněným proudem hydraulického média, tj. stejnosměrný pohon.

Hydraulické stejnosměrné pohony je možno rozdělit do dvou skupin. Konstrukční uspořádání stejnosměrných pohonů řízených hydraulickými odpory je poměrně jednoduché; regulace výkonu je při tom prováděna škrcením, čímž vznikají velké proudové ztráty. Nastavitelné stejnosměrné převody jsou sice konstrukčně složitější, ale jejich regulační ztráty jsou nepatrné.

Společné základní znaky stejnosměrných pohonů, které jsou však současně jejich nevýhodami, je možno shrnout takto:

Tlakové ztráty, vznikající prouděním hyd-

2

raulického média, jsou přímo úměrné čtverci rychlosti proudění. Konstantní hodnota základního tlaku pohonu je nezávisle na změně zatížení zajišťována regulačními ventily tlaku, které jsou však zdrojem velkých ztrát prouděním. Pro možnost odvodu množství tepla, které je průvodním jevem hydraulických ztrát, tj. ztráty prouděním, změnou směru atd., je potřebný objem hydraulického média, odpovídající 4 až 5 násobku množství média protékajícího za minutu. Je tudíž nevyhnutelné použití relativně velkých zásobních nádrží, čímž pak podstatně narůstají konstrukční rozměry takových zařízení.

Funkční rychlost takového systému je z důvodu nebezpečí přetržení kapalinového sloupce omezena přípustnou rychlostí proudění, omezenou sacím potrubím čerpadla na 2 až 3 m/s.

Vyčerpávající odborná literatura o hydraulickém přenosu střídavé energie prakticky neexistuje a vlastní praxe je omezena na jedno nebo dvě jednoduchá pokusná zařízení.

V přednášce ing. Ivo Přikryla: „Hydraulické mechanismy se střídavým prouděním kapaliny a jejich uplatnění u zemědělských strojů“ (materiály z hydraulické konference r. 1973 v Praze) bylo pojednáno pouze o

střídavých hydraulických mechanismech se synchronním chodem. Třífázový mechanismus sestává z generátoru se třemi pracovními prostory, třemi vedeními a jedním motorem. Motor je proveden podobně jako generátor.

Tyto mechanismy mají tu nevýhodu, že frekvencí pohybu hydromotoru je možno řešit jednoduše pouze vstupní frekvencí pohybu, tj. změnou otáček generátoru, případně také poměrně složitým plynule pracujícím zařízením.

Při synchronním chodu, charakteristickém pro tato řešení, je velmi omezena možnost jejich použití, protože při nízkých otáčkách musí být nízkými otáčkami provozován i motor, pohánějící generátor. Vzhledem k tomu, že pro optimální otáčky jak spalovacích motorů, tak i elektromotorů malých rozměrů je příznivější oblast vyšších otáček, je možno nízké otáčky zajistit pouze nákladnými a rozměrnými systémy měničů rychlosti. Také změnu otáček hydromotoru je možno řešit pouze začleněním motoru pohánějícího generátor nebo systému měniče rychlosti.

Cílem vynálezu je vytvoření takového střídavého hydraulického zařízení, které by bylo konstrukčně jednoduché, nevyžadující velkou zásobní nádrž hydraulického média, s možností bezztrátové regulovatelnosti výkonu a otáček, nevyžadující vazbu na synchronní chod, aby tak při dané frekvenci zdroje energie byla frekvence pohybu motoru nezávislá a nebyla tudíž omezena funkční rychlost systému.

Podstata hydraulického pohonu s hydraulickým zdrojem střídavé energie a s ním napojeným měničem energie k přeměně hydraulické energie na mechanickou, přičemž měničem energie je střídavý motor s vyrovnávacím systémem střední polohy pístu podle vynálezu spočívá v tom, že střídavý motor je spojen s mechanickým usměrňovačem pohybu, a na uzavřený prostor spojovacího systému, spojující zdroje střídavé energie se střídavým motorem, je napojen vyrovnávací ztrát vzniklých netěsnostmi, kombinovaný s regulátorem asymetrie cyklického pohybu, přičemž usměrňovač pohybu je tvořen alespoň jedním volnoběžným ozubeným kolem, které je v záběru z ozubeným pláštěm pístu. U provedení usměrňovače pohybu s více volnoběžnými ozubenými koly je k těmto volnoběžným ozubeným kolům připojena sumační jednotka pohybů. Vyrovnávací systém střední polohy pístu je proveden jako systém vrtání se dvěma zpětnými ventily v pístu.

Vynález bude v dalším textu podrobněji popsán s odvoláním na přiložené výkresy, na nichž na obr. 1 je znázorněna charakteristika kapalinové pružiny; na obr. 2 je průtokové schéma hydraulického zařízení se střídavým prouděním pro přenos energie; na obr. 3 je znázorněna souprava pro zajištění statického předpětového tlaku pro ka-

palinovou pružinu, přenášející energii a pro náhradu ztrát netěsnostmi; na obr. 4 jsou znázorněny orgány pro přeměnu tlakové energie pulsujícího hydraulického média na energii mechanickou.

Podrobí-li se kapalinový sloupec zkoušce, lze na základě příslušných fyzikálních zákonů konstatovat: je-li kapalinový sloupec vystaven na jednom svém konci působení vnějšího tlaku a pomalu posouván, bude jeho druhý konec tento posuv sledovat. Rozsah tohoto posuvu bude při tom závislý na konstantě kapalinové pružiny, charakteristické pro kapalinový sloupec, a na velikosti síly, jíž je kapalinový sloupec zatížen. Konstantu C_h pružnosti kapalinového sloupce je možno s dostatečnou přesností stanovit z délky l_0 kapalinového sloupce, ze jeho průřezu A a z modulu pružnosti E , přičemž je příslušné potrubí považováno za tuhé, ze vztahu:

$$C_h = \frac{A E}{l_0}$$

Je-li, podle označení použitých v obr. 1, síla potřebná pro posouvání hmoty m větší než síla potřebná pro stlačení kapalinového sloupce o délce l_0 o hodnotu x , zůstane průřez kapalinového sloupce B v klidu potud, pokud síla potřebná pro stlačení kapalinového sloupce o hodnotu x bude v průřezu B rovna síle potřebné pro posouvání hmoty m .

Této vlastnosti kapalinového sloupce je možno využít pro přenos energie tím, že buď je daná hmota přesunuta v dané vzdálenosti, nebo se daná hmota donutí k vykonávání střídavého, resp. kolem osy kmitajícího pohybu.

Aby bylo možno u kapalinových sloupců vyvolat střídavý pohyb, jsou nutné dva kapalinové sloupce. Při zkoušce dvou kapalinových sloupců je možno zjistit, že při střídavém pohybu vykonává také kapalina pohyb ve střídavém směru.

Chování nabuzeného kapalinového sloupce je možno při délce potrubí kratší než kritická délka vyjádřit vztahem:

$$l_0 l_k = \frac{a}{f}$$

kde značí:

a rychlost posouvání v m/s,
 f frekvence budiče v 1/s;

obecně tudíž přezkoušením vzájemných vztahů mezi proudem kapaliny a poklesem tlaku — impedancí.

Při daném proudu kapaliny o množství

$$Q = Q_0 \cdot \sin \omega t$$

— za předpokladu bezztrátového proudění a tuhého potrubí je třecí tlak

$$P_i = Q \cdot R_h,$$

kde R_h značí hydraulický odpor třením. Induktivní pokles tlaku je dán vztahem

$$P_i = \frac{m}{A^2} \cdot dQ,$$

kde m/A^2 značí hydraulickou induktivitu. Kapacitní pokles tlaku je však dán vztahem

$$P_c = \frac{E}{V} \cdot Qdt,$$

kde E/V značí hydraulickou kapacitu.

V případě, kdy frekvence buzení nebo délka přenosového kanálu energie dosáhnou kritické hodnoty, je přenos energie také ovlivněn tlakem vyvozeným v systému a rychlostními vlnami.

Při daném zatížení se konstanta pružnosti kapalinového sloupce nastaví na požadovanou hodnotu změnou statického předpětového tlaku P_{st} . Mezi změnou předpětového tlaku P_{st} a pružicí konstantou C_h pružnosti kapalinového sloupce existuje při dané délce l_0 kapalinového sloupce pro průřez potrubí A funkční závislost

$$C_h = \frac{A \cdot E \left(1 - \frac{P_{st}}{E}\right)}{l_0}$$

Pulsující hydraulické médium je buď přímo zaváděno do měniče energie a transformováno v něm do rotačního, střídavého pohybu, nebo je pulsující tlaková energie usměrňována hydraulickým usměrňovačem a pak zaváděna do měniče energie. Charakteristické parametry pro přenos střídavé hydraulické energie — otáčky generátoru, otáčky, resp. počet zdvihů motoru (frekvence pohybu) — musí být často za provozu nebo při odstavování z provozu změněny — modifikovány. Proto jsou možnosti použití přenosu střídavé energie výrazně ovlivňovány nastavitelností těchto parametrů.

Otáčky generátoru zde popisovaných střídavých hydraulických zařízení jsou ve vazbě s příslušnými výchozími otáčkami — otáčkami motoru, přičemž je však možno poměr otáček mezi generátorem a motorem libovolně nastavit — podle rozměrů zařízení buď nastavením otáček generátoru — frekvence — nebo nastavením zdvihu pístu generátoru — amplitudy proudu kapaliny. Pro možnost rovnoměrného a kontinuálního vytváření mechanické energie je možno také provést vícefázový převod střídavé energie a vícefázovou přeměnu energie.

Pro realizaci přenosu střídavé hydraulické energie je možno účelně použít zařízení podle obr. 2.

Pulsace hydraulického média je účelně iniciována jednofázovým nebo vícefázovým zdrojem 1 střídavé energie, účelně generátorem. Jako generátoru je možno například

použít elektromechanických řešení s kulišovými, axiálními nebo radiálními pístovými pohony. Pulsující médium je dopravováno pružným nebo tuhým spojovacím systémem 2, účelně potrubím, ke střídavému motoru 4, měnící tlakovou energii pulsujícího hydraulického média na energii mechanickou. Konstanta pružnosti kapalinového sloupce, vymezeného spojovacím systémem 2 — účelně potrubím, je nastavována vyrovnávačem 3 ztrát vzniklých netěsností kombinovaným s regulátorem asymetrie cyklického pohybu, zajišťujícím statický předpětový přetlak a vyrovnávání ztrát netěsností. Tlaková energie pulsujícího hydraulického média je měněna buď ve střídavém motoru 4 na energii mechanickou, nebo je pulsující tlaková energie usměrňována v usměrňovači. Pak je stejnosměrná tlaková energie ve stejnosměrném systému — účelně v tuhém nebo pružném trubkovém systému, sloužícím pro pojmání stejnosměrného hydraulického média, transformována v měniči energie na rotační nebo lineární pohyb.

Při daném zatížení se průřez B kapalinové pružiny, znázorněný na obr. 1, blíží — při vyšším statickém tlaku více, při nižším statickém tlaku méně — hodnotě posunutí průřezu A . Tímto způsobem je změnou statického tlaku dána možnost změny frekvence zdroje 1 střídavé energie anebo jeho zdvihu, při daném zatížení pak dosáhnout většího úhlového natočení.

Tato změna je prováděna vyrovnávačem 3 ztrát vzniklých netěsností kombinovaným s regulátorem asymetrie cyklického pohybu, znázorněným detailně na obr. 3 a zajišťujícím statický předpětový tlak v soustavě a vyrovnávání ztrát netěsností. Po naplnění hydraulického zařízení kapalinou se hodnota statického tlaku nastaví akumulátorem 8 přes zpětný ventil 9. Úkolem zpětného ventilu 9 je zabránit zpětnému působení pulsující kapalinové pružiny na akumulátor 8. Kompenzace poklesu statického tlaku, k němuž dochází za provozu v důsledku ztrát netěsnostmi v systému, je automaticky prováděna akumulátorem 8 přes zpětný ventil 9.

Dojde-li za provozu v akumulátoru 8 k poklesu tlaku pod hodnotu nastavenou na nastavovači tlaku 11, je ztráta kapaliny, již byl pokles tlaku v akumulátoru 8 způsoben, nahrazena nízkovýkonným zubovým čerpadlem 13, ovládaným spínačem 12. Maximální hodnota tlaku hydraulického zařízení se nastavuje pojistným ventilem.

U lineárního motoru — na obr. 3 znázorněného válcem 14 a pístem 15 — spočívá úloha regulace ve změně délky zdvihu, polohy zdvihu a počtu zdvihů. Počet zdvihů je určován frekvencí pulsátoru, případně samostatně zabudovaným násobičem frekvence, délka zdvihu je určována zdvihem generátoru a hodnotou P_{st} . Polohu zdvihu je možno změnit pojistnými ventily 10 tak, že nastavením jednoho z těchto pojistných ven-

tilů na nižší hodnotu tlaku se alternativní pohyb pístu 15 lineárního motoru stane asymetrický. Tato asymetrie, které je případně také možno využít pro krokový pohyb, setrvá potud, pokud se hodnota tlaku pojistného ventilu 10 nenastaví znovu na původní hodnotu.

Přímá přeměna pulsující tlakové energie na rotační pohyb je prováděna měničem energie, znázorněným na obr. 4. Při tomto řešení je pulsující hydraulické médium zaváděno do pracovního válce 16 (obr. 4), v němž je vložen ozubený píst 17, vykonávající působením pulsujícího tlakového média střídavý lineární pohyb. V ozubeném pístu 17 je proveden systém 18 vrtání, jímž je ve spolupráci se zpětnými ventily 19 v daných mezích stabilizována poloha středu kmitání ozubeného pístu 17. Bez odpovídajícího stabilizačního systému by se při případném vzniku asymetrie tlakového prostoru ozubený píst 17 přesunul do své jedné krajní polohy a tím by přestal fungovat. Posunutím ozubeného pístu 17 o vzdálenost a se však přes systém 18 vrtání propojují prostory pracovního válce 16 a přes kuličkový ventil 19 dojde k vyrovnávání tlaků v jeho tlakových prostorách. Po tomto vyrovnání přeruší zpětný ventil 19 hydraulický zkrat přes

kanály systém 18 vrtání. Alternativní lineární pohyb ozubeného pístu 17 je pak volnoběžnými ozubenými koly, nasazenými na hřídelech 21, převáděn na rotační pohyb. Dvoustranným ozubením pístu 17 je při tom umožněno, že na něj navazují dvě volnoběžná ozubená kola 20, čímž je možno na rotační pohyb převádět lineární pohyb ozubeného pístu 17 v obou směrech.

Střídavé natáčení obou volnoběžných ozubených kol 20, resp. otáčivý pohyb hřídelů 21 jsou superponovány sumační jednotkou 22 pohybů na výstupní hřídel. Při změně délky zdvihu generátoru jsou volnoběžná ozubená kola 20 natáčena ozubeným pístem 17 o větší úhlovou hodnotu — otáčky se tudíž zvýší. Zvýší-li se frekvence generátoru, pak volnoběžná ozubená kola 20 provádějí za časovou jednotku více úhlových natočení stejné velikosti — otáčky se rovněž zvýší.

Paralelním zapojením konstrukčního řešení podle obr. 4 je možno dosáhnout rovnoměrnějšího otáčivého pohybu hřídelů 21.

Zařízení podle vynálezu je možno účelně využít u analogových a diskrétních pohonů — obráběcího stroje, strojní linky a podobně, u zemědělských strojů — tažné stroje, trásadla, síta apod., u důlních strojů samohybné vrátky, nakladače apod.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

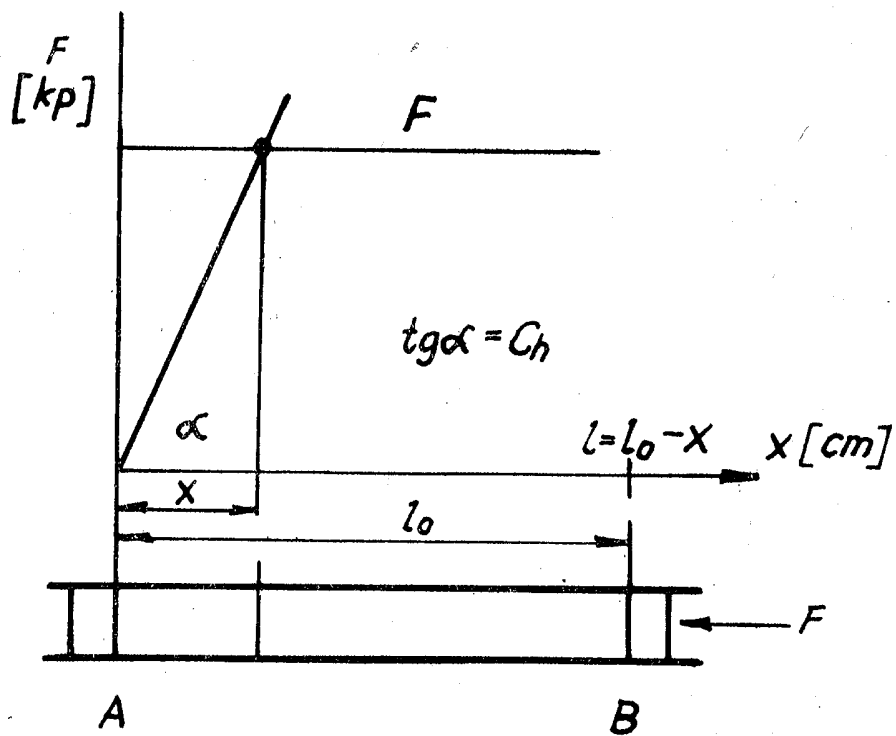
1. Hydraulický pohon s hydraulickým zdrojem střídavé energie a s ním napojeným měničem energie k přeměně hydraulické energie na mechanickou, přičemž měničem energie je střídavý motor s vyrovnávacím systémem střední polohy pístu, vyznačující se tím, že střídavý motor (4) je spojen s mechanickým usměrňovačem pohybu, a na uzavřený prostor spojovacího systému (2), spojující zdroje (1) střídavé energie se střídavým motorem (4), je napojen vyrovnávací (3) ztrát vzniklých netěsností kombinovaný s regulátorem asymetrie cyklického pohybu, přičemž usměrňovač pohybu je tvořen ales-

poň jedním volnoběžným ozubeným kolem (20), které je v záběhu s ozubeným pístem (17).

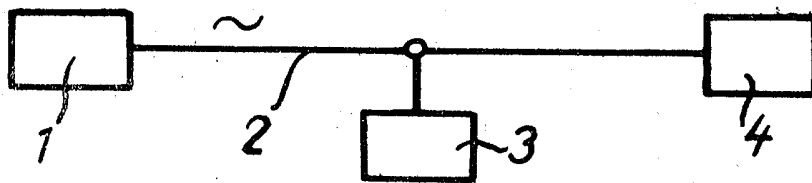
2. Hydraulický pohon podle bodu 1, vyznačující se tím, že u usměrňovače pohybu s více volnoběžnými ozubenými koly (20) je k těmto volnoběžným ozubeným kolům (20) připojena sumační jednotka (22) pohybů.

3. Hydraulický pohon podle bodu 1 nebo 2, vyznačující se tím, že vyrovnávací systém střední polohy pístu je proveden jako systém (18) vrtání se dvěma zpětnými ventily (19) v pístu (17).

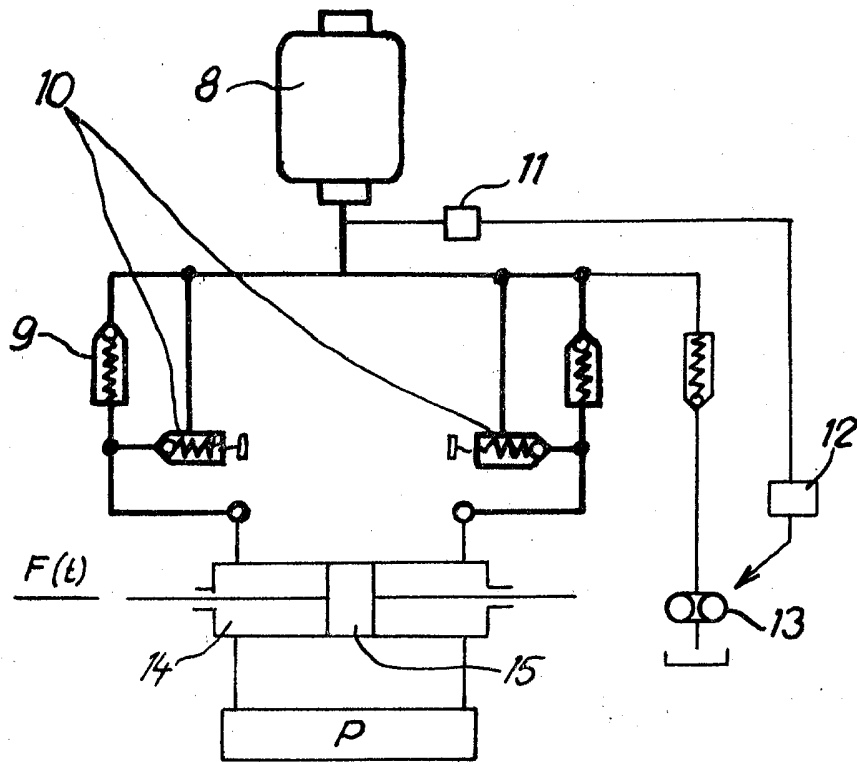
2 listy výkresů



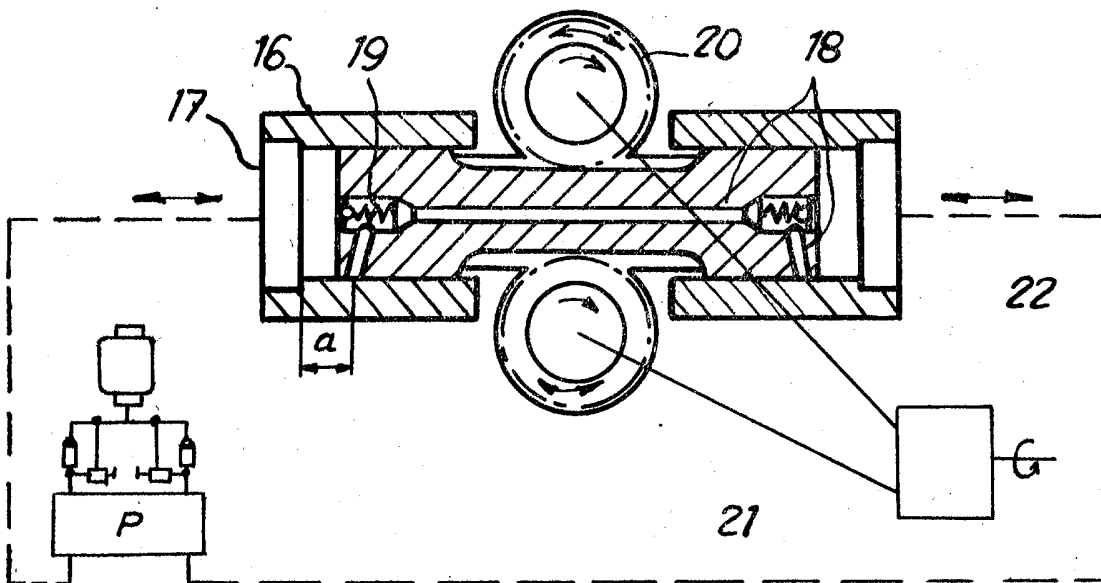
Obr. 1



Obr. 2



Obr. 3



Obr. 4