

DK 621.867

Viseči krožni transporter

Računanje vlečne sile v členkasti, prostorsko gibljivi verigi transporterja

MATIJA TUMA

UPORABA VISEČEGA KROŽNEGA TRANSPORTERJA

Uspeh sodobnega izdelovanja je v veliki meri odvisen od naprej planiranega in dobro raziskanega pretoka materiala. Dolgotrajne preiskave te vrste v obratih in tovarnah so pokazale, da je mogoče s pametno izbiro transportnih poti in transportnih sredstev skrajšati čas transporta surovin, polizdelkov in gotovih izdelkov za 10 do 50 %. To kaže, da so na področju transporta skrite še velike notranje rezerve, kakršne se spleča poiskati, saj neredko obremenjujejo izdelovalno ceno izdelka s 30 do 40 %. Kjer je torej potrebno racionalizirati izdelovanje, je treba pričeti pri modernizaciji notranjega transporta.

Pri rekonstrukcijah starih obratov ali pri planiranju novih tovarn je marsikdaj nabava modernih transportnih sredstev odrinjena na zadnje mesto. Čedalje popolnejši in dražji obdelovalni stroji skrbijo, da se čas izdelave zmanjšuje na minimum, pri čemer pa je ostal čas transportiranja zaradi nesodobnih transportnih sredstev nespremenjeno dolg. Vgrajevanje modernih transportnih sredstev pomeni investicijo, ki se amortizira v zelo kratkem času, sprošča delovno silo za druga bolj komplicirana dela ter pomaga pri racionalnem izkoriščanju prostorov in skladišč.

Kot moderno transportno sredstvo v najrazličnejših panogah industrije dobiva zaradi odličnih lastnosti in izredne vsestranosti vse večjo veljavo viseči krožni transporter. Ni uporabljen samo v velikih tovarnah, ampak celo v srednjih in manjših obratih, ki ne zaposlujejo več kakor 50 ljudi. Ne uporablja pa se samo pri transportiranju izdelkov od stroja do skladišča ali od skladišča do skladišča, njegovo zmerom pomembnejše področje je procesna tehnika: lakirne in emajlirne naprave, sušilne peči, galvanotehnika, itd. Ustvarja možnost za kontinuirano transportiranje kosovnega blaga med prostori in nadstropji, pri tem pa ne zavzema dragocenega prostora na tleh, ampak izrablja prostor pod stropom, ki bi bil sicer le slabo izkoriščen. Od tod izhajajo nove zahteve za te vrste transporterjev, in sicer prilagodljivost danim razmeram, nizka nabavna cena, majhni stroški za vzdrževanje ter varnost obratovanja, miren tek brez ropota in nihanj, enostavna montaža in ne nazadnje tudi možnost za spreminjanje ali podaljševanje proge.

Te pogoje izpolnjuje le moderna, prostorsko gibljiva členkasta veriga, pri kateri so vodilna in nosilna kolesa pritrjena neposredno na vlečno verigo. Za spremembo horizontalne ali vertikalne smeri pa niso potrebna nikakršna obračalna kolesa, ampak vodi že sam zaprti škatlasti profil verigo v vseh zaželenih smereh. Temu škatlastemu in prostorsko gibljivemu vodilu je mogoče prilagoditi sistem, ki ga vsesplošno imenujemo »power & free«, ki odpira neštete možnosti in kombinacije za transportiranje kosovnega blaga. Iz enakih elementov je mogoče sestaviti tudi talni krožni transporter, namenjen za vlečenje vozčikov. Prav v vseh primerih pa je vlečna sila v verigi krožnega transporterja tista neznanka, ki predvsem zanima strokovnjaka. Natančen izračun velikosti sile v verigi je namreč bistvenega pomena pri celotni postavitvi take industrijske transportne naprave.

METODA ZA RAČUNANJE VLEČNE SILE

Instalirana moč pogonskega motorja P je produkt vlečne sile F v verigi transporterja in hitrosti verige v :

$$P = Fv.$$

Vlečna sila se dobi kot vsota uporov na posameznih odsekih proge; poglavitna naloga je potemtakem zajeti čim natančneje in računsko določiti vse faktorje, ki vplivajo na velikost posameznih uporov. Da pa bi bila velikost sile čim natančneje zajeta, je potrebno razdeliti progo transporterja na posamezne osnovne odseke.

POGONSKI MEHANIZEM

Natezna vlečna sila, s katero je obremenjena veriga, se močno razlikuje glede na to, na katerem mestu je vključen pogonski mehanizem. Pravilna izbira mesta torej odločilno vpliva na racionalno izkoriščenost verige in seveda na dimenzioniranje. Zato mora biti pogonski mehanizem konstruiran tako, da ga je mogoče vključiti na prav vsako mesto. V največji meri izpolnjuje to pogon z vlečno verigo, katerega mesto ni vezano na pogonsko kolo in s tem na krivino 90° ali 180° . Obenem pa te vrste pogon najbolj prenaša morebitne sunke ali druge preobremenitve verige, ker ustvarja le majhen vrtilni moment. Zaradi relativno višje cene pa ga je mnogokrat treba nadomeščati z manj prikladnim, toda cenejšim pogonskim kolesom.

Pri odločitvi o mestu pogonske naprave se je potrebno opirati predvsem na naslednje:

— pogonska naprava mora biti nameščena na koncu obremenjenega dela proge visečega krožnega transporterja, gledano v smeri gibanja verige.

— praviloma mora biti postaja nameščena na najvišjem delu proge,

— tik pred pogonsko napravo — gledano spet v smeri pomika verige — mora biti čim manj horizontalnih ali vertikalnih krivin, kajti zaradi velike vlečne sile povzročajo krivine — kakor se bo izkazalo pozneje — velik odpor ter močno obremenjujejo kolesa.

Povrh pravilne namestitve pa mora biti pogonska postaja seveda pravilno dimenzionirana glede na vlečno silo v verigi.

UPOR VERIGE NA RAVNI PROGI

Upor na vodoravni progi je za en par koles enak:

$$W_{R1} = k \cdot Q_1,$$

kjer sta: Q_1 — celotna obremenitev na 1 par koles (teža verige in koristno breme), k — upornostni koeficient.

Upor je torej odvisen samo od teže bremena Q_1 . Na opazovanem odseku proge l in razdelbi verige t pa je parov koles

$$z = \frac{l}{t}.$$

Upor vseh z parov koles znaša

$$W_R = W_{R1} + W_{R2} + \dots + W_{Rz} = \\ = k(Q_1 + Q_2 + \dots + Q_z) = k \cdot \sum_1^z Q'$$

Ce je obremenitev verige približno enakomerno porazdeljena na vse pare koles, se sme napisati:

$$W_R = k \cdot z \cdot Q' = k \cdot \frac{l}{t} \cdot Q',$$

kjer vrednost Q' pomeni premikajoče se breme, ki pride povprečno na en par koles. Če breme na enoto dolžine označimo s q , velja

$$Q' = qt$$

Od tod izhaja enačba za upor na vodoravni progi:

$$W_R = k \cdot \frac{l}{t} \cdot q \cdot t = k \cdot q \cdot l = kQ,$$

kjer je Q celotna obremenitev verige na dolžini l .

Gornja enačba pa je le poseben primer splošne enačbe.

Za poševno se premikajočo verigo velja (sl. 1)

$$W_R = k \cdot Q \cos \varphi \pm Q \sin \varphi = k \cdot q \cdot l \cos \varphi \pm \\ \pm q \cdot l \cdot \sin \varphi = k \cdot q \cdot l \cdot \cos \varphi \pm q \cdot h.$$

Pri tem je $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$. Pozitivni predznak v enačbi velja za dviganje bremen, negativni pa za spuščanje. Ker se obremenitev verige visečega krožnega transporterja normalno spreminja po celotni dolžini trase, je seveda treba enačbo za upor na ravni progi nastaviti za vsak odsek posebej.

Za posebna primera enačbe gre pri mejnih vrednostih kota φ . Pri kotu $\varphi = 0^\circ$ preide enačba v že znani primer za vodoravno progo, pri kotu $\varphi = 90^\circ$ pa preide splošna enačba za upor v obliko za vertikalno dviganje oz. spuščanje:

$$W_R = \pm q \cdot l = \pm q \cdot h.$$

Gornja splošna enačba sestoji torej iz dveh delov: sila v verigi namreč izhaja iz:

- pritiska koles na vodila, ki je v splošnem primeru $k \cdot Q \cos \varphi$ in
- dela, ki ga mora breme opraviti spričo višinske razlike $Q \sin \varphi$.

UPOR VERIGE NA HORIZONTALNI KRIVINI PROGE

Drugače pa so razmere na krivinah. Upor na horizontalni krivini proge sestoji namreč iz dveh delov:

- upora ravne proge, kar je že znano, in
- upora zaradi radialne sile.

Upor zaradi zasuka verige na začetku krivine se kompenzira z zasukom verige v nasprotno smer na koncu iste krivine. Trenje, povzročeno z dvakratnim zasukom osi v členku verige, pa v izračunu ni upoštevano, kar velja tudi za druge izgube te vrste.

Dolžina horizontalne krivine proge, ki se na polmeru R_H ukrivi za kot α (sl. 2), znaša

$$l_H = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} R_H.$$

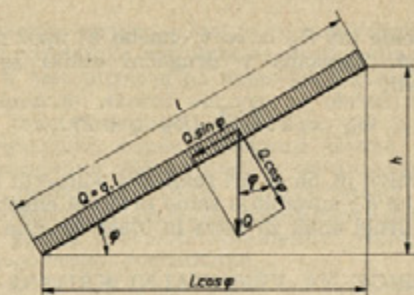
Upor na dolžini l_H je torej

$$W_I = k \cdot \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \cdot R_H \cdot q.$$

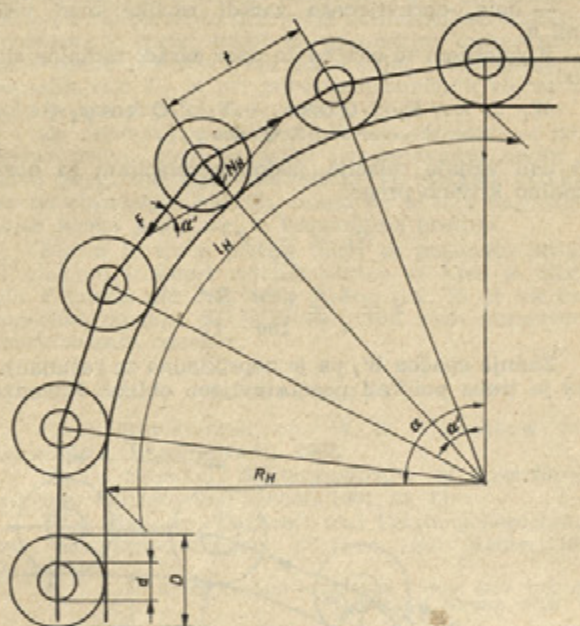
S slike 2 je očitno, da velja

$$\sin \frac{\alpha'}{2} = \frac{t}{2 \cdot R_H + D} = \frac{N_H}{2 \cdot F}$$

$$N_H = \frac{t}{2 \cdot R_H + D} \cdot 2F.$$



Sl. 1. Upor na ravni progi, splošen primer



Sl. 2. Upor na horizontalni krivini proge

ker je $D \ll R_H$, lahko vzamemo

$$N_H = \frac{l}{R_H} F$$

Enačba je odločilna za izbiro velikosti polmera krivine R_H , ki je odvisen od vlečne sile F in dopustnega pritiska koles na vodila. Tudi ta vodilna kolesa v verigi so lahko v parih. V tem primeru pa se pritisk vodilnih koles na krivino zaradi radialne sile N_H zmanjša na polovico, saj so vse vrednosti na desni strani za določeno krivino konstantne. Upor na celotni krivini zaradi radialne sile je torej:

$$W_{II} = k \cdot z \cdot N_H = k \cdot z \cdot \frac{t}{R_H} \cdot F = k \cdot \frac{l}{R_H} \cdot F,$$

ali v drugačni obliki:

$$W_{II} = k \cdot \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \cdot F,$$

pri čemer je število kolesnih parov na krivini:

$$z = \frac{l}{t} = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \cdot \frac{R_H}{t}$$

Skupni upor na horizontalni krivini je potem enak vsoti:

$$W_H = k \cdot q \cdot l + k \cdot \frac{l}{R_H} \cdot F = k \cdot l \cdot \left(q + \frac{1}{R_H} \cdot F \right).$$

Enačba preide pri $R_H = \infty$ v enačbo za upor na vodoravni progi. Zapisana v drugačni obliki se gornja enačba glasi:

$$W_H = k \cdot \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \cdot (R_H \cdot q + F).$$

Zanimivo je, da se pri različnih polmerih horizontalne krivine R_H spreminja samo prvi del enačbe, medtem ko je drugi enak za ostre in blage krivine.

UPOR VERIGE NA VERTIKALNI KRIVINI PROGE

Tudi upor na vertikalni krivini sestoji iz dveh glavnih delov:

- upora zaradi radialne sile ter ravne proge in
- dela, opravljenega zaradi razlike med višinami h .

V splošnem se enačba za upor zaradi radialne sile glasi:

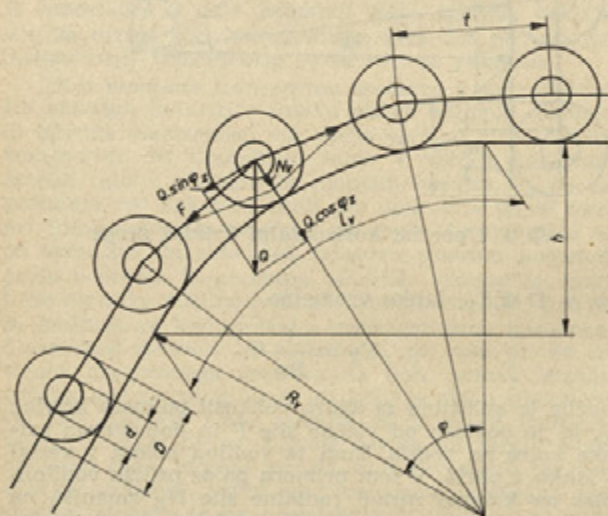
$$W_I = k \cdot N_V \pm Q \cos \varphi_1 + N_V \pm Q \cos \varphi_2 + \dots + N_V \pm Q \cos \varphi_n.$$

Pri tem veljajo relacije, podobne relacijam za horizontalno krivino proge:

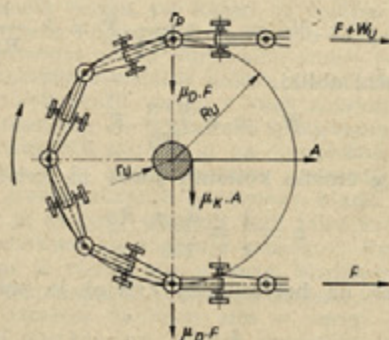
$$N_V = \frac{t}{R_V} \cdot F,$$

$$z = \frac{l}{t} = \frac{\varphi \cdot \pi}{180} \cdot \frac{R_V}{t}.$$

Zadnja enačba W_I pa je neprikladna za računanje, zato je treba poiskati poenostavljene oblike. Navadno



Sl. 3. Upor na vertikalni krivini proge



Sl. 4. Upor na obračalnem kolesu

je na krivini le po eno obremenjeno obešalo, zato je mogoče zapisati:

$$W_I = k \cdot (z \cdot N_V \pm Q \cdot \cos \varphi)$$

Kot φ pa pri vertikalni krivini ni konstanten, ampak spremenljivka poti l . Mogoče je sicer izračunati srednjo vrednost, vendar rezultat za praktično računanje ni primeren. Zato se sme zaradi enostavnejšega izračuna jemati najneugodnejši primer, to je $\cos \varphi = 1$.

$$W_I = k \cdot (z \cdot N_V \pm Q)$$

ali

$$W_I = k \cdot l \cdot \left(\frac{1}{R_V} \cdot F \pm q \right).$$

Enačba je odločilna za izbiro polmera krivine R_V , ki je zopet odvisen od vlečne sile F in dopustnega pritiska kolesnih parov na vodila. Pri tem pa je treba poudariti, da so tu ista kolesa obremenjena zaradi radialne sile in bremena Q , česar pri horizontalni krivini ni bilo.

K vrednosti W_I je treba prišteti še delo, opravljeno zaradi razlike višin:

$$W_{II} = \pm q \cdot h.$$

Potemtakem se dokončna enačba za upor na vertikalni krivini proge glasi:

$$W_V = k \cdot l \cdot \left(\pm q + \frac{1}{R_V} \cdot F \right) \pm q \cdot h.$$

Enačba preide pri $R_V = \infty$ v že znano enačbo za upor na ravni nagnjeni progi. Zapisano v drugačni obliki:

$$W_V = k \cdot \frac{\varphi \cdot \pi}{180} \cdot (\pm R_V \cdot q + F) \pm R_V \cdot (1 - \cos \varphi) \cdot q.$$

Positivni predznaki v enačbi za upor na vertikalni krivini veljajo za narisani primer po sliki 3, druge kombinacije predznakov pa za preostale vertikalne krivine.

Očitno sta si enačbi za horizontalno in vertikalno krivino močno podobni, pri vertikalni krivini je le dodatek zaradi opravljenega dela spriču razlike višin.

UPOR VERIGE NA OBRAČALNEM KOLESU

V nekaterih primerih — kakor na primer pri sušilnih pečeh — pa je treba zaradi tesnega prostora speljati progo visečega krožnega transporterja z želo ostrim polmerom. Na vodilnih kolesih verige se pojavljajo velike radialne sile, ki jih kolesa verige ne morejo prenašati. V tem primeru si je mogoče pomagati z obračalnim kolesom. Trenje na takem kolesu sestoji iz dveh delov:

- trenja v ležaju obračalnega kolesa in
- trenja zaradi zasuka verige na začetku in koncu obračalnega kolesa.

S podatki na sliki 4 je mogoče nastaviti naslednjo ravnotežno enačbo:

$$W_U \cdot R_U = \mu_K \cdot A \cdot r_U + 2 \cdot \mu_D \cdot F \cdot r_p.$$

Pri tem je vrednost A rezultanta vlečne sile F ob vstopu in izstopu iz obračalnega kolesa. Za narisani primer velja:

$$A = 2 \cdot F,$$

v splošnem pa je seveda rezultat manjši, kar je odvisno od objemnega kota. Enačba za upor na obračalnem kolesu je torej takale:

$$W_U = \frac{2}{R_U} \cdot (\mu_K \cdot r_U + \mu_D \cdot r_p) \cdot F.$$

NAPENJALNI MEHANIZEM

Podane so izhodiščne točke za izračun vlečne sile v verigi visečega krožnega transporterja. Določiti je treba še mesto za napenjalno postajo. Napenjalni mehanizem je potreben iz dveh vzrokov: po vnaprejšnji nastavitvi omogoča namreč enakomerno napenjanje verige ter elastično prenašanje sunkov med obratovanjem.

Znana sta dva poglavitna tipa napenjalnega mehanizma. Napenjalna postaja, ki omogoča napenjanje s pomočjo protiuteži, ter napenjalna postaja v teleskopski izvedbi, v kateri je napenjanje omogočeno s pomočjo vzmeti. Obe vrsti pa sta največkrat vgrajeni pri horizontalni krivini 180°. Ta krivina pa mora biti ob vstopu in izstopu teleskopsko uležajena, da omogoča enakomerno napenjanje oziroma menjavanje dolžine verige.

Sila protiuteži ali vzmeti T' mora držati v ravnotežju vlečno silo ob vstopu in izstopu z napenjalne postaje ter silo trenja vodil postaje; velja:

$$T' = F_{vst} + F_{izst} + W_S.$$

Velikost uteži ali vzmeti pa je pri danem transporterju spremenljiva, saj je odvisna od mesta, na katerem je napenjalna postaja vgrajena v progo.

Zaradi nosilne sile v uteži ali vzmeti se sila v verigi ni prav nič povečala, prav tako pa se ni povečala niti radialna sila, s kakršno so obremenjena vodilna kolesa na krivini pri napenjalnem mehanizmu. Velikost sile v verigi in s tem tudi velikost radialnih sil v napenjalni krivini 180° se poveča šele z vrednostjo sile za vnaprejšnje napenjanje T_N , ki je dodana vrednosti sile T' . S tem je zagotovljeno, da je veriga visečega krožnega transporterja dejansko v celoti obremenjena na nateg. Dogaja se namreč lahko, da pride takoj za pogonskim mehanizmom do razlike višin, ki povzroča, da je ta del verige obremenjen na tlak:

$$T' = F_{vst} + F_{izst} + W_S,$$

pri čemer je:

$$T' + T_N = T.$$

Zategadelj je priporočljivo, da je napenjalna postaja čim bližje pogonskemu mehanizmu — gledano v

smeri vrtenja verige — ker je tu manjša sila v verigi in s tem najmanjša potrebna nasprotna sila v uteži ali vzmeti. V tem primeru pa napenjalna postaja izgublja drugo funkcijo: skoraj nič več ni občutljiva za morebitne preobremenitve. Glede na to pa je spet boljše vgrajevati napenjanje proti sredini proge, ker s tem pridobimo več varnosti v obratovanju. Na napenjalni postaji je namreč mogoče zaradi morebitne preobremenitve prigravati električno varnostno prekinjalo, ki pri preveliki obremenitvi izklopi elektromotor pogonskega mehanizma.

Glede na gornje je torej velikost protiuteži ali vzmeti določena šele po določitvi vlečne sile v verigi na mestu, kjer je vgrajena napenjalna postaja. Izračun celotne vlečne sile v verigi je potrebno ponoviti in pri tem upoštevati dodatno vrednost T_N v sili uteži ali vzmeti T , ki pa mora biti večja od morebitne negativne vrednosti v verigi takoj za pogonskim mehanizmom, ugotovljene pri prvotnem računanju. Vnaprejšnja napenjalna sila T_N se pri ponovnem izračunu vlečne sile pokaže kot dodatni upor ravne proge.

Za računanje vlečne sile so sedaj znane vse izhodiščne točke; znan je način izračunavanja upora na ravni progi, na horizontalnih in vertikalnih krivinah ter na obračalnih kolesih, znano pa je tudi najprimernejše mesto pogonske in napenjalne postaje.

Račun je treba pričeti takoj za pogonsko postajo — gledano v smeri vrtenja verige — kjer je vlečna sila F enaka nič. Največja vlečna sila, ki je tik pred pogonsko postajo, pa je enaka vsoti vseh posameznih obravnavanih odsekov.

Literatura:

A. O. Spiwakowski und W. K. Djatschkow: Förderanlagen. Braunschweig 1963.

H. G. Fromme: Kettenzugkräfte in Kreisförderanlagen. Fördern und Heben 1961, št. 11.

H. J. Geissler: Zugkraft und Leistungsberechnung von Kreisförderanlagen. Fördern und Heben 1959, št. 3.

Avtorjev naslov: Matija Tuma, dipl. ing. str., Ljubljana, Hirska 18/III

DK 669.14.002.54

Stanje in razvoj orodnih jekel*

JOZE RODIČ

Orodna jekla so vsa nelegirana in legirana jekla, ki se uporabljajo za izdelavo orodij.

To definicijo je nekako pred 10 leti postavil ameriški inštitut za železo in jeklo. Kljub temu, da s tako definicijo ni nihče prav zadovoljen, skozi celo desetletje ni bilo mogoče odrediti boljše in natančnejše.

V senci te definicije se skriva obširna problematika. Z njo je uradno potrjeno, da se orodja ne izdelujejo samo iz tistih jekel, ki jih v tabelah in pregledih navajamo kot orodna.

Prave meje med orodnimi in konstrukcijskimi jekli ni!

1. Pregled orodnih jekel

Število različnih orodnih jekel je ogromno. Za uspešno spoznavanje in sistematično preskušanje, predvsem pa za pravilno izbiro je potrebna neka smiselna razdelitev orodnih jekel v skupine.

Delimo jih lahko:

- po uporabnosti,
- po kemični sestavi,
- po načinu toplotne obdelave,
- po lastnostih.

* Članek je predelan avtorjev referat na posvetovanju tehnologov Slovenije v aprilu 1965 v Ljubljani.

Prve tri kriterije upoštevamo pri razdelitvi jekel v skupine, zadnjega pa predvsem pri izbiri jekel.

Največkrat te kriterije kombiniramo in ločimo npr.

- nelegirana jekla za kaljenje v vodi,
- jekla za delo v hladnem na osnovi kroma, volframa in vanadija za kaljenje v olju ali na zraku,
- volframova in molibdenova hitroreznna jekla.

Največkrat uporabljamo osnovno razdelitev orodnih jekel na:

- nelegirana ogljikova jekla,
- legirana jekla za delo v hladnem,
- legirana jekla za delo v vročem,
- hitroreznna jekla,
- jekla za posebne namene.

Ogljikova jekla so med orodnimi jekli najcenejša. Vsebujejo 0,5...1,4% C in se kalijo v vodi. Kalijo se plitvo, kar pomeni, da nastaja pri kaljenju površinski sloj z veliko trdoto, jedro orodja pa ostaja nekaljeno — žilavo. Ta jekla se premalo uporabljajo, ker mnogi podcenjujejo njihove kvalitete sposobnosti. Pregled nelegiranih ogljikovih orodnih jekel podaja tabela 1.

Med domačimi orodnimi jekli za delo v hladnem (tabela 2) so najpomembnejše naslednje skupine z značilnimi lastnostmi: