

VÝPOČET - SPOJ TYPU CLAMP (dle ASME VIII)

I. SÍLY VE ŠROUBECH

vyplň buňku

123,00

výpočet

123,0000

vysvětlivky, odkazy

abc

poznámka

abc

kontrola

abc

1. PRACOVNÍ PODMÍNKY

pracovní tlak

$p = 4,00$ Mpa

pracovní teplota

$t = 250,00$ °C

2. PARAMETRY TĚSNĚNÍ

faktor m

$m = 0,00$

viz tabulka na záložce Těsnění - m,y

faktor y

$y = 0,00$

viz tabulka na záložce Těsnění - m,y

3. TĚSNĚNÍ

základní šířka těsnění

$b_0 = 4,50$ mm

→

→

průměr - reakce těsnění

$G = 140,00$ mm

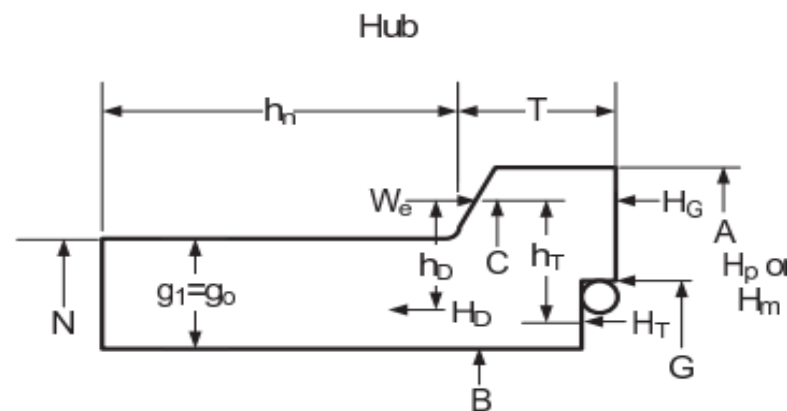
efektivní šířka těsnění

$b = 4,50$ mm

viz tabulka na záložce Těsnicí plochy

$b_0 \leq 6$ mm, G je střední průměr těsnění

$b_0 > 6$ mm, G je vnější průměr drážky těsnění



(c)

4. SÍLY V PŘÍRUBÁCH

celková síla od přetlaku	$H =$	61 544,0000	N
celková síla stlačení těsnění	$H_p =$	0,0000	N
celková osová síla na těsnění	$H_m =$	0,0000	N

pro o-kroužky = 0

pro o-kroužky = 0

5. SÍLA VE ŠROUBECH

doplňkový úhel příruby	$\varphi =$	20,00	°
třecí úhel	$\mu =$	5,00	°
rozdíl úhlů	$(\varphi - \mu) =$	15,0000	°
pracovní síla ve šroubech - návrh	$W_o =$	10 498,2835	N

viz obr., max. 40°

min. $(\varphi - \mu) = 5^\circ$, $\mu \geq 5^\circ$

PRAVDA kontrola

6. POŽADOVANÁ SÍLA VE ŠROUBECH

součet úhlů	$(\varphi + \mu) =$	25,0000	°
síla k zajištění těsnosti	$W_{g1} =$	0,0000	N
síla pro předpětí	$W_{g2} =$	18 269,9934	N

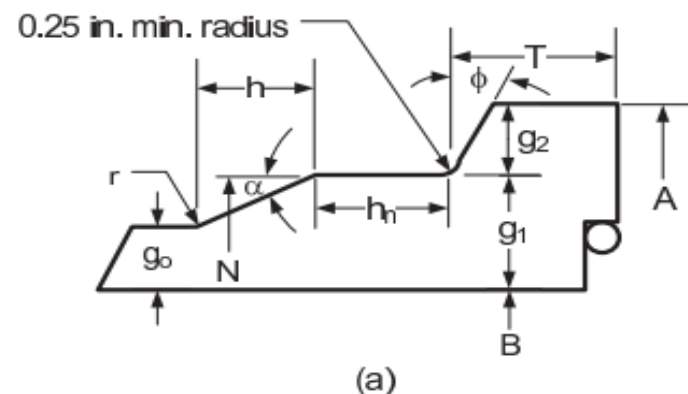
7. CELKOVÁ SÍLA VE ŠROUBECH

dovolené napětí šrouby, pracovní teplota	$S_{bo} =$	240,00	Mpa
dovolené napětí šrouby, teplota těsnění	$S_{bg} =$	240,00	MPa
minimální plocha šroubů	$A_m =$	38,0625	mm ²

průměr šroubu	$d =$	12,00	mm
průměr jádra šroubu	$d_3 =$	9,85	mm
plocha jádra šroubu	$A_3 =$	76,2477	mm ²
počet šroubů	$N_s =$	2,0000	ks
celková plocha šroubů	$A_b =$	152,4954	mm ²

kontrola A_b - **ANO**

celková síla ve šroubech	$W_g =$	45 733,9011	N
--------------------------	---------	-------------	---



min. průměr šroubu 12 mm

$d =$	14,00
$d_3 =$	11,55

II. CLAMP A OBJÍMKA

1. PRACOVNÍ PODMÍNKY

pracovní tlak $p = 4,0000$ Mpa
pracovní teplota $t = 250,0000$ °C

2. VÝBĚR GEOMETRIE

VIZ tabulka na záložce Geometrie

vybraná geometrie

C

3. SÍLY VE ŠROUBECH

pracovní síla ve šroubech - návrh
celková síla ve šroubech

$W_o = 10\,498,2835$ N
 $W_g = 45\,733,9011$ N

4. SÍLY V PŘÍRUBĚ

vnitřní průměr příruby
vnější průměr příruby
tloušťka příruby
síla od přetlaku
rozdíl předpínací a síly od přetlaku
rozdíl síly od přetlaku na G a na B

$B = 115,00$ mm
 $A = 160,00$ mm
 $T = 26,00$ mm
 $HD = 41\,526,5000$ N
 $HG = -26\,175,0691$ N
 $HT = 20\,017,5000$ N

5. MOMENT V PŘÍRUBĚ

nejmenší tloušťka lemu příruby
tloušťka lemu příruby
vzdálenost vnějšího okraje lemu a vnějšího průmě
vzdálenost působíště HG a We
vnější průměr lemu příruby
nejmenší průměr objímky

$g_0 =$	5,00	mm
$g_1 =$	5,00	mm
$g_2 =$	12,5000	mm
$h_G =$	0,00	mm
$N =$	135,00	mm
$C_j =$	142,00	mm

viz záložka Geometrie
viz záložka Geometrie
viz záložka Geometrie
viz záložka Geometrie
viz záložka Geometrie
viz záložka Geometrie

moment od HD
moment od HG
moment od HT
moment od posunutí
moment od tlaku
rovnovážný moment
střihový průměr na přírubě
osová vzdálenost čela příruby a středního průmě
průměrná tloušťka příruby
moment při pracovních podmínkách

$MD =$	747,4770	Nm
$MG =$	0,0000	Nm
$MT =$	235,2056	Nm
$MF =$	0,0000	Nm
$MP =$	29,7120	Nm
$MR =$	-179,4254	Nm
$C =$	151,0000	mm
$h^- =$	12,2092	mm
$h_2 =$	23,7252	mm
$Mo =$	832,9693	Nm

6. MOMENT PRO ZAJIŠTĚNÍ TĚSNOSTI

moment pro zajištění těsnosti

$$Mg = 846,8920 \text{ Nm}$$

7. PŘÍRUBOVÉ SOUČINITELE

moment setrvačnosti ramene příruby k neutrální ose
vzdálenost od B k ose ramene příruby
faktor FH

$IH =$	21 351,2364	mm ⁴
$g^- =$	8,5833	mm ³
$FH =$	5,2839	-

8. SMYK

smyková síla

$$Q_0 = 11\,951,8313 \text{ N}$$

9. SMYK PŘI ZAJIŠTĚNÍ TĚSNOSTI

smyková síla při zajištění těsnosti

$$Q_g = 12\,151,6017$$

10. SOUČINITELE OBJÍMKY

vnitřní průměr objímky

$$C_{in} = C_j + 2 \cdot l_c = 170,00 \text{ mm}$$

vzdálenost od nejmenšího k vnitřnímu průměru objímky

$$l_c = 14,0000 \text{ mm}$$

vzdálenost osy šroubů od osy příruby

$$BC = 103,00 \text{ mm}$$

vzdálenost osy šroubů od neutrální osy

$$eb = 18,0000 \text{ mm}$$

šířka objímky

$$C_w = 92,00 \text{ mm}$$

vnější průměr objímky

$$C_{out} = C_{in} + 2 \cdot C_t = 200,00 \text{ mm}$$

tloušťka objímky

$$C_t = 15,0000 \text{ mm}$$

šířka objímky na průměru C

$$C_g = 48,72 \text{ mm}$$

tloušťka objímky vně neutrální osy

$$X = 2,6376 \text{ mm}$$

celkový účinný průřez objímky

$$AC = 1\,889,3950 \text{ mm}^2$$

moment setrvačnosti objímky k neutrální ose

$$IC = 116\,074,8622 \text{ mm}^4$$

částečná činná plocha objímky

$$A1 = 930,0000 \text{ mm}^2$$

částečná činná plocha objímky

$$A2 = 353,4750 \text{ mm}^2$$

částečná činná plocha objímky

$$A3 = 605,9200 \text{ mm}^2$$

viz záložka Geometrie

viz záložka Geometrie

viz záložka Geometrie

viz záložka Geometrie

viz záložka Geometrie

viz záložka Geometrie

změř v SolidEdge

11. KOREKČNÍ SOUČINITEL ZATÍŽENÍ

rameno působení sil na objímce

$$l_m = 9,5000 \text{ mm}$$

pomocný součinitel

$$X_G = 1,0000$$

pomocný součinitel

$$X_H = 0,0000$$

pomocný rozměr (délka kužele)

$$h = 0,00 \text{ mm}$$

pomocný rozměr

$$h_o = 23,9792 \text{ mm}$$

viz záložka Geometrie

korekční součinitel

$$f = 1,0294$$

12. NAPĚTÍ V PŘÍRUBĚ A OBJÍMCE

PRACOVNÍ PODMÍNKY				ZAJIŠTĚNÍ TĚSNOSTI			
hub longitudinal stress		$S1o =$	126,0097	hub longitudinal stress		$S1g =$	105,0464
Lame hoop stress at bore of hub	příruba	$S2o =$	25,1600	Lame hoop stress at bore of hub	příruba	$S2g =$	0,0000
hub shear stress at shoulder		$S3o =$	9,0416	hub shear stress at shoulder		$S3g =$	22,6331
radial hub shear stress in neck		$S4o =$	9,1216	radial hub shear stress in neck		$S4g =$	9,2741
clamp longitudinal stress		$S5o =$	67,4625	clamp longitudinal stress		$S5g =$	168,8737
clamp tangential stress	objímka	$S6o =$	12,8411	clamp tangential stress	objímka	$S6g =$	55,9401
shear stress in clamp lips		$S7o =$	8,9928	shear stress in clamp lips		$S7g =$	22,5109
clamp lug bending stress		$S8o =$	0,6847	clamp lug bending stress		$S8g =$	2,9826
effective bearing stress		$S9o =$	14,4151	effective bearing stress		$S9g =$	36,0841

vzdálenost osy šroubů od válce objímky

$$L_a = 5,00 \text{ mm}$$

viz záložka Geometrie

šířka části pro šrouby

$$L_w = 92,00 \text{ mm}$$

viz záložka Geometrie

výška části pro šrouby

$$L_h = 50,00 \text{ mm}$$

viz záložka Geometrie

13. KONTROLA

PRACOVNÍ PODMÍNKY				ZAJIŠTĚNÍ TĚSNOSTI							
$S1o =$	126,0097	ANO	144,0000	$\leq 1,5*Sho$	dovolená napětí pro přírubu	$S1g =$	105,0464	ANO	144,0000	$\leq 1,5*Shg$	dovolená napětí pro přírubu
$S2o =$	25,1600	ANO	96,0000	$\leq Sho$		$S2g =$	0,0000	ANO	96,0000	$\leq Shg$	
$S3o =$	9,0416	ANO	76,8000	$\leq 0,8*Sho$		$S3g =$	22,6331	ANO	76,8000	$\leq 0,8*Shg$	
$S4o =$	9,1216	ANO	76,8000	$\leq 0,8*Sho$		$S4g =$	9,2741	ANO	76,8000	$\leq 0,8*Shg$	
$S5o =$	67,4625	ANO	195,0000	$\leq 1,5*Sco$	dovolená napětí pro objímku	$S5g =$	168,8737	ANO	195,0000	$\leq 1,5*Scg$	dovolená napětí pro objímku
$S6o =$	12,8411	ANO	195,0000	$\leq 1,5*Sco$		$S6g =$	55,9401	ANO	195,0000	$\leq 1,5*Scg$	
$S7o =$	8,9928	ANO	104,0000	$\leq 0,8*Sco$		$S7g =$	22,5109	ANO	104,0000	$\leq 0,8*Scg$	
$S8o =$	0,6847	ANO	130,0000	$\leq Sco$		$S8g =$	2,9826	ANO	130,0000	$\leq Scg$	
$S9o =$	14,4151	ANO	153,6000	$\leq 1,6*min[Sho, Sco]$		$S9g =$	36,0841	ANO	153,6000	$\leq 1,6*min[Shg, Scg]$	

dovolené napětí pro přírubu pracovní podmínky
dovolené napětí pro objímku pracovní podmínky
dovolené napětí pro přírubu zajištění těsnosti
dovolené napětí pro objímku zajištění těsnosti

$Sho =$ 96,00 Mpa
 $Sco =$ 130,00 Mpa
 $Shg =$ 96,00 Mpa
 $Scg =$ 130,00 Mpa

Je-li ve všech kontrolních polích zapsáno **ANO** -> geometrie vyhovuje dovoleným zatížením při daných pracovních podmínkách.

Je-li v některém z kontrolních polích zapsáno **NEVYHOVUJE** -> JE TŘEBA ZMĚNIT GEOMETRII CLAMPOVÉHO SPOJE! A CELÝ VÝPOČET OPAKOVAT!

**Table 4.16.1
Gasket Factors for Determining the Bolt Loads**

Gasket Material	Gasket Factor, <i>m</i>	Min. Design Seating Stress, <i>y</i> , MPa (psi)	Column in Table 4.16.3	Facing Sketch in Table 4.16.3
Self-energizing types (O rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 in. 0	---	---
Elastomers without fabric or high percent of mineral fiber: below 75 A Shore Durometer	0.50	0		(1a), (1b), (1c),
75 A or higher Shore Durometer	1.00	0 1.4 (200)	II	(1d), (4), (5)
Mineral fiber with suitable binder for operating conditions: 3.2 mm (1/8 in.) thick	2.00	11 (1,600)		
1.6 mm (1/16 in.) thick	2.75	26 (3,700)		(1), (1b), (1c),
0.8 mm (1/32 in.) thick	3.50	45 (6,500)	II	(1d), (4), (5)
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	2.8 (400)	II	(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5)
Elastomers with mineral fiber insertion (with or without wire reinforcement): 3-ply	2.25	15 (2,200)		
2-ply	2.50	20 (2,900)		(1), (1b), (1c),
1-ply	2.75	26 (3,700)	II	(1d), (5)
Vegetable fiber	1.75	7.6 (1,100)	II	(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5)
Spiral-wound metal, mineral fiber filler: Carbon steel	2.50	69 (10,000)		
Stainless steel, Monel, and nickel-base alloy	3.00	69 (10,000)	II	(1a), (1b)
Corrugated metal, mineral fiber inserted, or corrugated metal, jacketed mineral fiber filled: Soft aluminum	2.50	20 (2,900)		
Soft copper or brass	2.75	26 (3,700)		
Iron or soft steel	3.00	31 (4,500)		
Monel or 4%–6% chrome	3.25	38 (5,500)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.50	45 (6,500)	II	(1a), (1b)
Corrugated metal: Soft aluminum	2.75	26 (3,700)		
Soft copper or brass	3.00	31 (4,500)		
Iron or soft steel	3.25	38 (5,500)		
Monel or 4%–6% chrome	3.50	45 (6,500)		(1a), (1b), (1c),
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	52 (7,600)	II	(1d)
Flat metal, jacketed mineral fiber filled: Soft aluminum	3.25	38 (5,500)		
Soft copper or brass	3.50	45 (6,500)		
Iron or soft steel	3.75	52 (7,600)		
Monel	3.50	55 (8,000)		
4%–6% chrome	3.75	62 (9,000)		(1a), (1b), (1c),
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	62 (9,000)	II	(1d), (2)

**Table 4.16.1
Gasket Factors for Determining the Bolt Loads (Cont'd)**

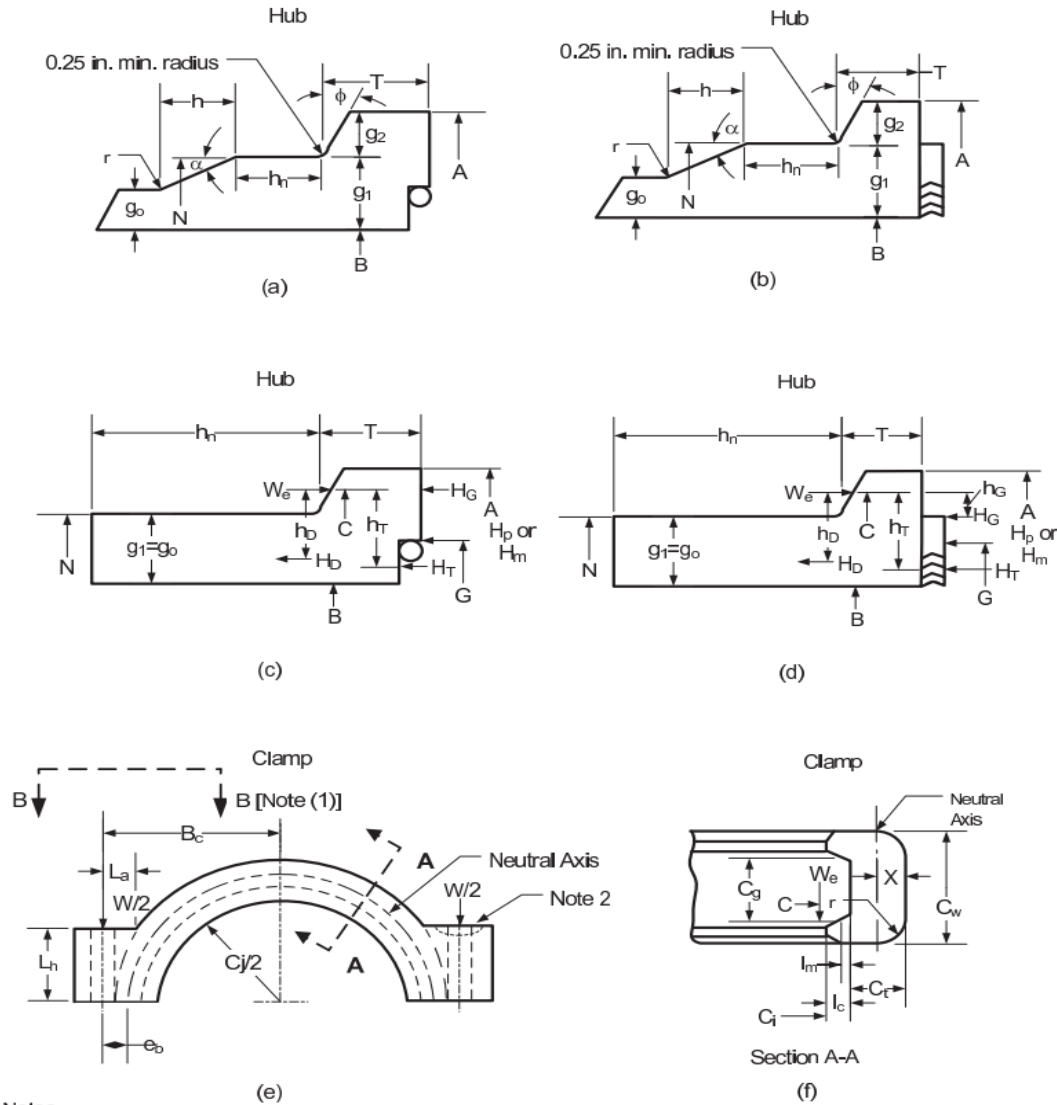
Gasket Material	Gasket Factor, <i>m</i>	Min. Design Seating Stress, <i>y</i> , MPa (psi)	Column in Table 4.16.3	Facing Sketch in Table 4.16.3
Grooved metal:				
Soft aluminum	3.25	38 (5,500)		
Soft copper or brass	3.50	45 (6,500)		
Iron or soft steel	3.75	52 (7,600)		
Monel or 4%–6% chrome	3.75	62 (9,000)		(1a), (1b), (1c),
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	70 (10,100)	II	(1d), (2), (3)
Sold flat metal:				
Soft aluminum	4.00	61 (8,800)		
Soft copper or brass	4.75	90 (13,000)		
Iron or soft steel	5.50	124 (18,000)		(1a), (1b), (1c),
Monel or 4%–6% chrome	6.00	150 (21,800)		(1d), (2), (3),
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	180 (26,000)	I	(4), (5)
Ring joint:				
Iron or soft steel	5.50	124 (18,000)		
Monel or 4%–6% chrome	6.00	150 (21,800)		
Stainless steel and nickel-base alloys	6.50	180 (26,000)	I	(6)

GENERAL NOTE: This table gives a list of commonly used gasket materials and contact facings with suggested values of *m* and *y* that have generally proved satisfactory in actual service when using effective gasket seating width *b*. The design values and other details given in this table are suggested only and are not mandatory.

Table 4.16.3
Effective Gasket Width for Determining the Bolt Loads

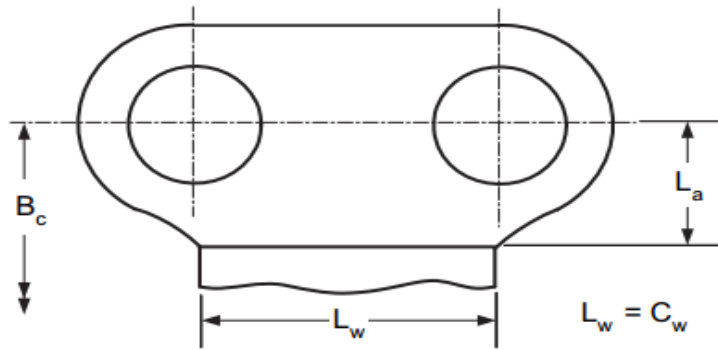
Facing Sketch	Facing Sketch Detail (Exaggerated)	Basic Gasket Seating Width, b_g	
		Column I	Column II
1a		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b	See Note 1		
1c	 $w \leq N$	$\min\left[\frac{w+T}{2}, \frac{w+N}{4}\right]$	$\min\left[\frac{w+T}{2}, \frac{w+N}{4}\right]$
1d	See Note 1 $w \leq N$		
2	 0.4 mm (1/64 in) Nubbin $w \leq N/2$	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
3	 0.4 mm (1/64 in) Nubbin $w \leq N/2$	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4	See Note 1	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5	See Note 1	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{w}{8}$	---

Figure 4.17.1
Typical Hub and Clamp Configuration

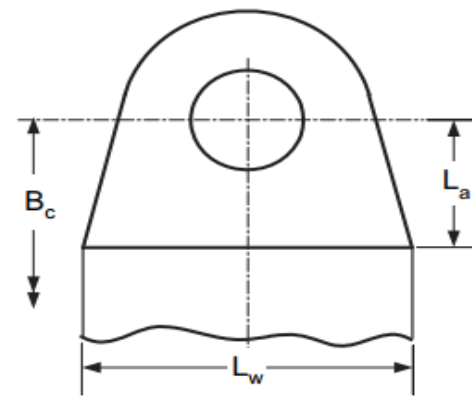


- Notes:
 1) See Figure 4.17.2 for section B-B
 2) Clamp may have spherical depressions at bolt holes to facilitate the use of spherical nuts

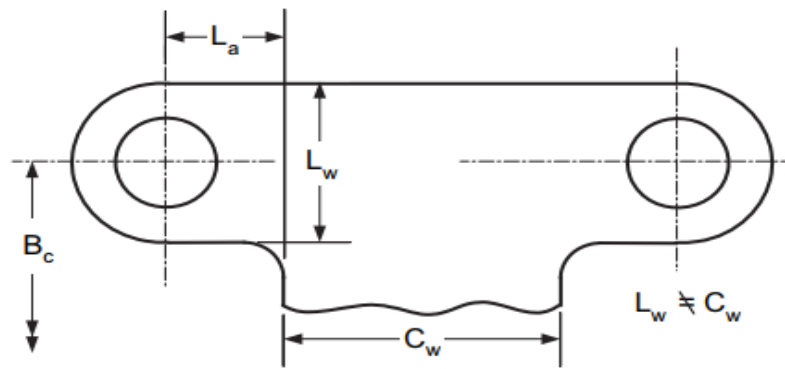
Figure 4.17.2
Typical Clamp Lugs Configurations



(a)



(b)



(c)