

### **Design task —one stage gear unit**

Design a single-stage gear transmission with cylindrical spur gears transmitting a power of  $P$  [kW]. The rotational speed of the input shaft is  $n_1$  [rpm], the transmission ratio is  $i$ , and the required service life is  $L$  [h]. The gearbox housing is cast with either a vertical (V) or horizontal (H) shaft arrangement.

<b>Task No.</b>	<b><math>P</math> [kW]</b>	<b><math>n_1</math> [rpm],</b>	<b><math>i \pm 5\%</math>,</b>	<b><math>L</math> [h],</b>	<b>Shaft arrangement</b>
1	41	1 400	4,2	13 000	V
2	26,5	1 250	4,1	13 000	V
3	38,5	1 600	4,6	15 000	V
4	21	1 000	4,2	12 000	H
5	22,5	1 000	4,4	10 000	H
6	25,5	1 500	4,7	11 000	H
7	34	1 200	3,2	11 000	V
8	28	1 000	5,3	17 000	V
9	19	1 400	4,7	11 000	V
10	19	2 000	4,9	14 000	H
11	43,5	1 500	3,4	13 000	H
12	20	900	3,0	16 000	H
13	30,5	600	3,5	14 000	V
14	36,5	1 500	4,1	12 000	V
15	22	1 700	3,8	10 000	V
16	10	1 600	2,2	9 000	H
17	33	1 300	3,1	8 000	H
18	23,5	1 300	3,3	6 000	H
19	35	1 000	5,0	9 000	V
20	10	1 400	5,2	10 000	V
21	17	1 000	3,9	6 000	V

<b>22</b>	9	1 000	2,2	15 000	H
<b>23</b>	14	1 550	4,4	13 000	H
<b>24</b>	23	1 400	4,7	14 000	H
<b>25</b>	16	1 000	3,2	10 000	V
<b>26</b>	17	1 350	5,4	12 000	V
<b>27</b>	7	2 000	2,9	13 000	V
<b>28</b>	17	2 500	4,0	9 000	H
<b>29</b>	20	1 700	3,4	14 000	H
<b>30</b>	22	1 000	4,1	13 000	H
<b>31</b>	27	700	2,2	12 000	V
<b>32</b>	19	1 450	4,2	12 000	V
<b>33</b>	5	1 400	4,6	9 500	V
<b>34</b>	10	1 750	4,6	10 500	H
<b>35</b>	15	1 900	4,5	12 500	H
<b>36</b>	21	1 750	3,7	13 500	H
<b>37</b>	18	800	5,6	14 500	V
<b>38</b>	14	1 400	3,7	15 000	V
<b>39</b>	11	1 100	3,8	9 000	V
<b>40</b>	17	1 600	3,2	11 000	H
<b>41</b>	17	1 650	5,0	12 000	H
<b>42</b>	14	2 000	2,8	10 000	H
<b>43</b>	20	1 200	4,6	13 000	V

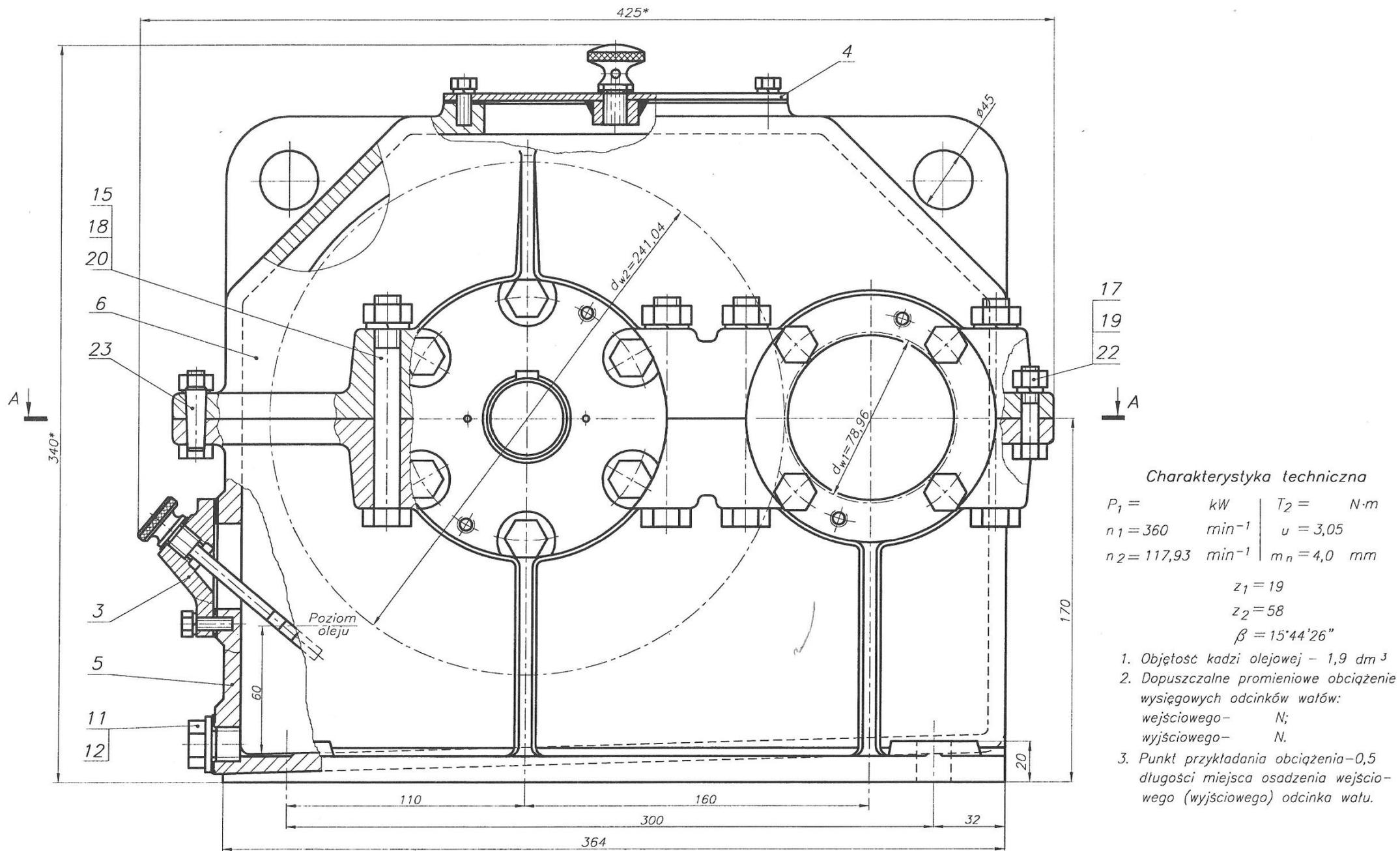
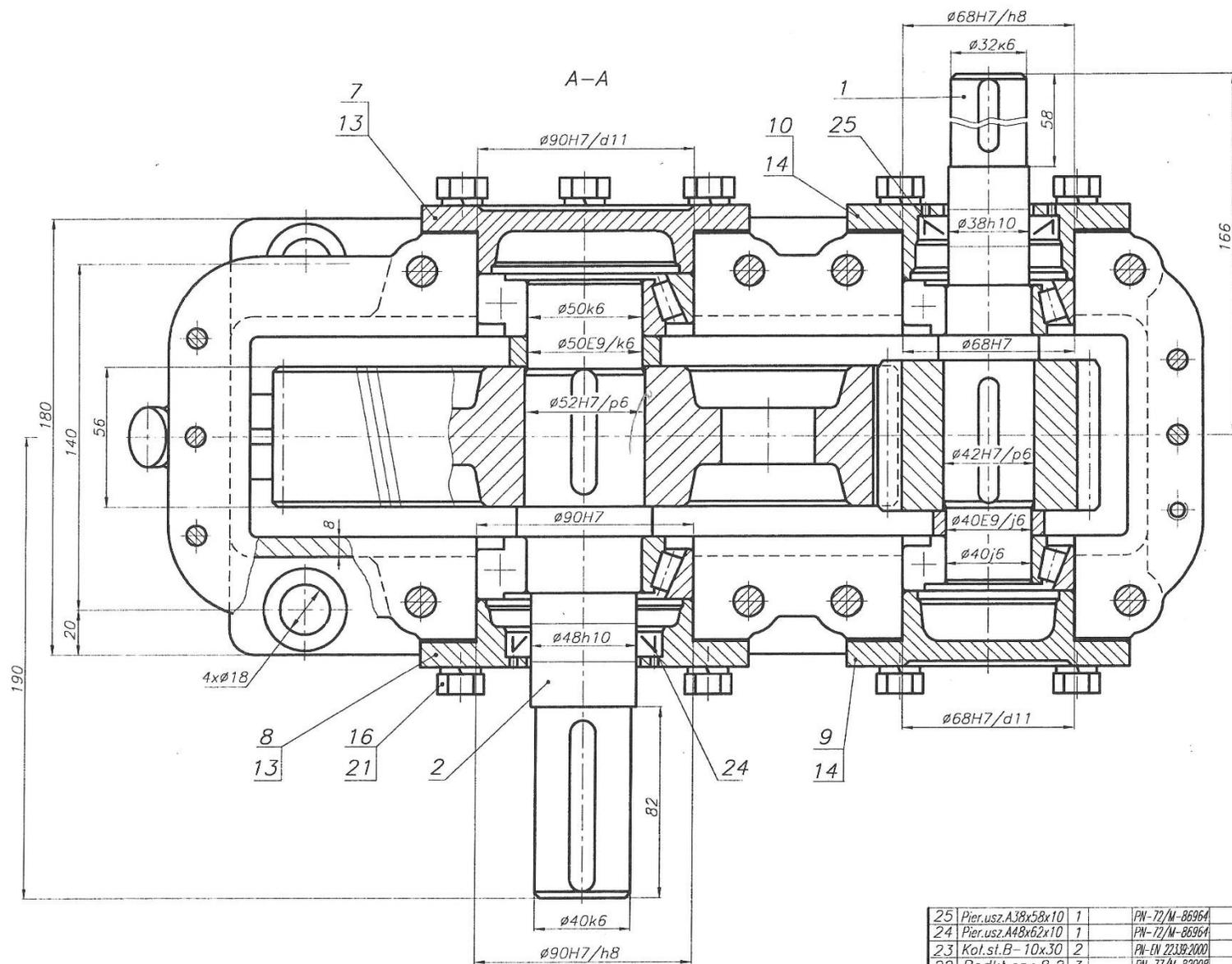


Fig. One stage cylindrical reducer with horizontal shafts [Kurmaz 2007]



1. Płaszczyznę łączenia „korpus-pokrywa” przed nakładaniem pokrywy smarować pastą uszczelniającą.
2. Po złożeniu reduktora i regulacji łożysk wałki reduktora powinny obracać się bez hałasu i turkotu.
3. Luz osiowy w łożyskach:  
-wałka wejściowego - 0,04...0,07 mm,  
-wałka wyjściowego - 0,04...0,07 mm  
uzyskać doborem grubości podkładek poz. 13, 14.
4. Dotrzeć przekładnię reduktora w ciągu 10...15 min w różnych warunkach obciążenia.

1. Reduktor o zewnętrznym rozmieszczeniu węzłów łożyskowych.
2. Łożyska wg schematu „X” (wał między łożyskami jest ściskany).
3. Pokrywy boczne nakładane.
4. Regulację łożysk wykonuje się przez zmianę grubości podkładek poz. 13, 14.

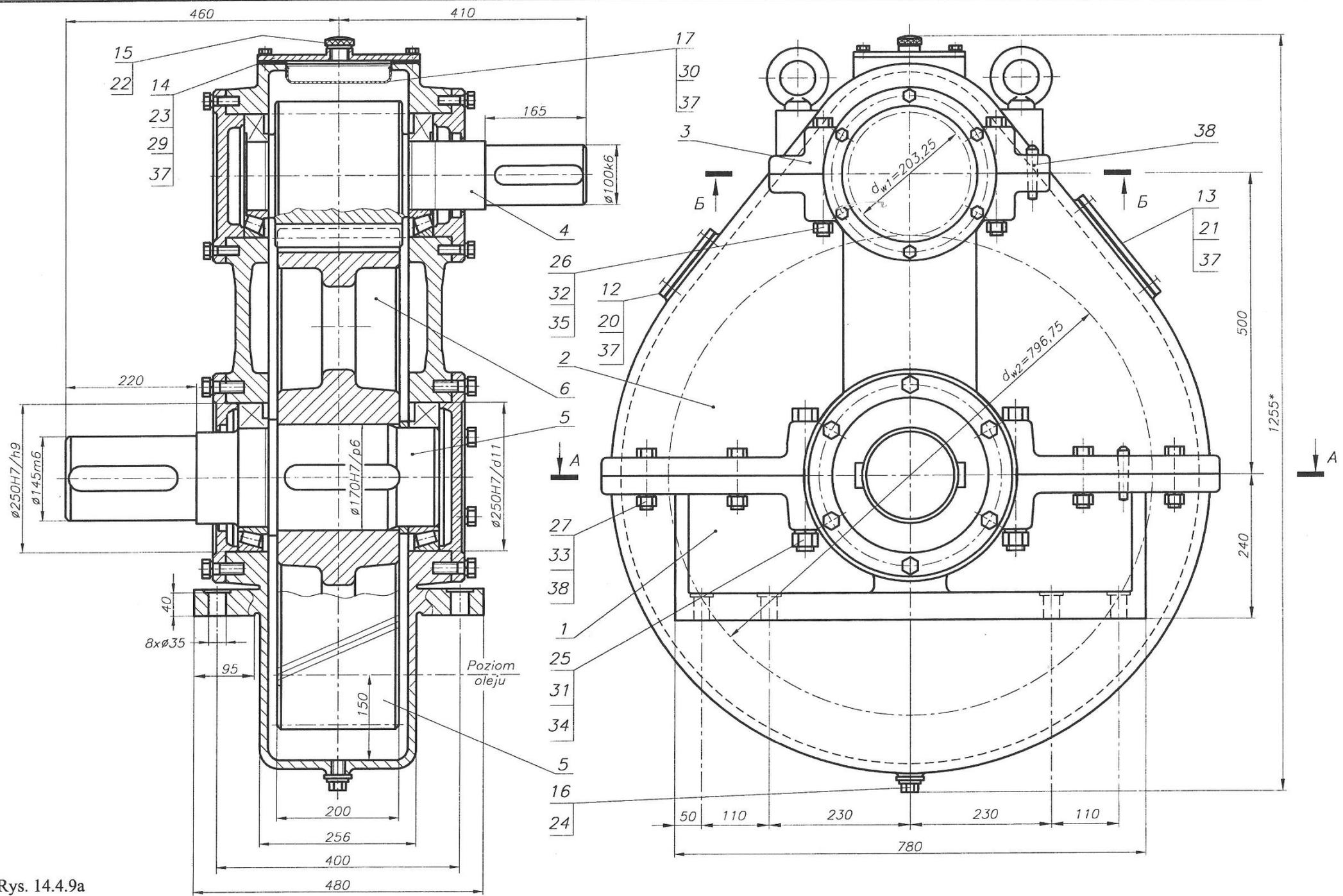
25	Pier.usz.A38x58x10	1	PN-72/M-8696A		
24	Pier.usz.A48x62x10	1	PN-72/M-8696A		
23	Kol.st.B-10x30	2	PN-EN 22339:2000		
22	Podkt.spr.8,2	3	PN-77/M-8200B		
21	Podkt.spr.10,2	20	PN-77/M-8200B		
20	Podkt.spr.12,2	8	PN-77/M-8200B		
19	Nakrętka M8-6	3	PN-EN ISO 4032:2004		
18	Nakrętka M12-6	8	PN-EN ISO 4032:2004		
17	Sr.M8x35-5,6	3	PN-EN ISO 4012:2004		
16	Sr.M10x30-5,6	20	PN-EN ISO 4012:2004		
15	Sr.M12x100-5,6	8	PN-EN ISO 4012:2004		
14	Kompl.podkt.	2	S185	14.04.01.14	
13	Kompl.podkt.	2	S185	14.04.01.13	
12	Uszczelka	1	pl.suber.	14.04.01.12	
11	Korek spust.	1	S235JR	14.04.01.11	

10	Pokrywa	1	PN-GJ-150	14.04.01.10	
9	Pokrywa	1	PN-GJ-150	14.04.01.09	
8	Pokrywa	1	PN-GJ-150	14.04.01.08	
7	Pokrywa	1	PN-GJ-150	14.04.01.07	
6	Pokrywa	1	PN-GJ-200	14.04.01.06	
5	Korpus	1	PN-GJ-200	14.04.01.05	
4	Pokrywa wziern.	1		14.04.01.04.00	
3	Wskaźnik poziomu oleju	1		14.04.01.03.00	
2	Wałek wyjściowy	1		14.04.01.02.00	
1	Wałek wejściowy	1		14.04.01.01.00	

Nr części	Nazwa części	SPRZĘT	Materiał	Nr rysunku lub normy	Całkowite	Uwagi
Konstruktor						
Kreslarz						
Sprawdzający						
Zatwierdzający						
Podziałka	Format	Nazwa przedmiotu			Nr rysunku	
	1:1	AO	REDUKTOR wałkowy 1-st.		14.04.01.00	

Rys. 14.4.1b

Fig. C.d. One stage cylindrical reducer with horizontal shafts [Kurmaz 2007]



Rys. 14.4.9a

Fig. One stage cylindrical reducer with vertical shafts [Kurmaz 2007]

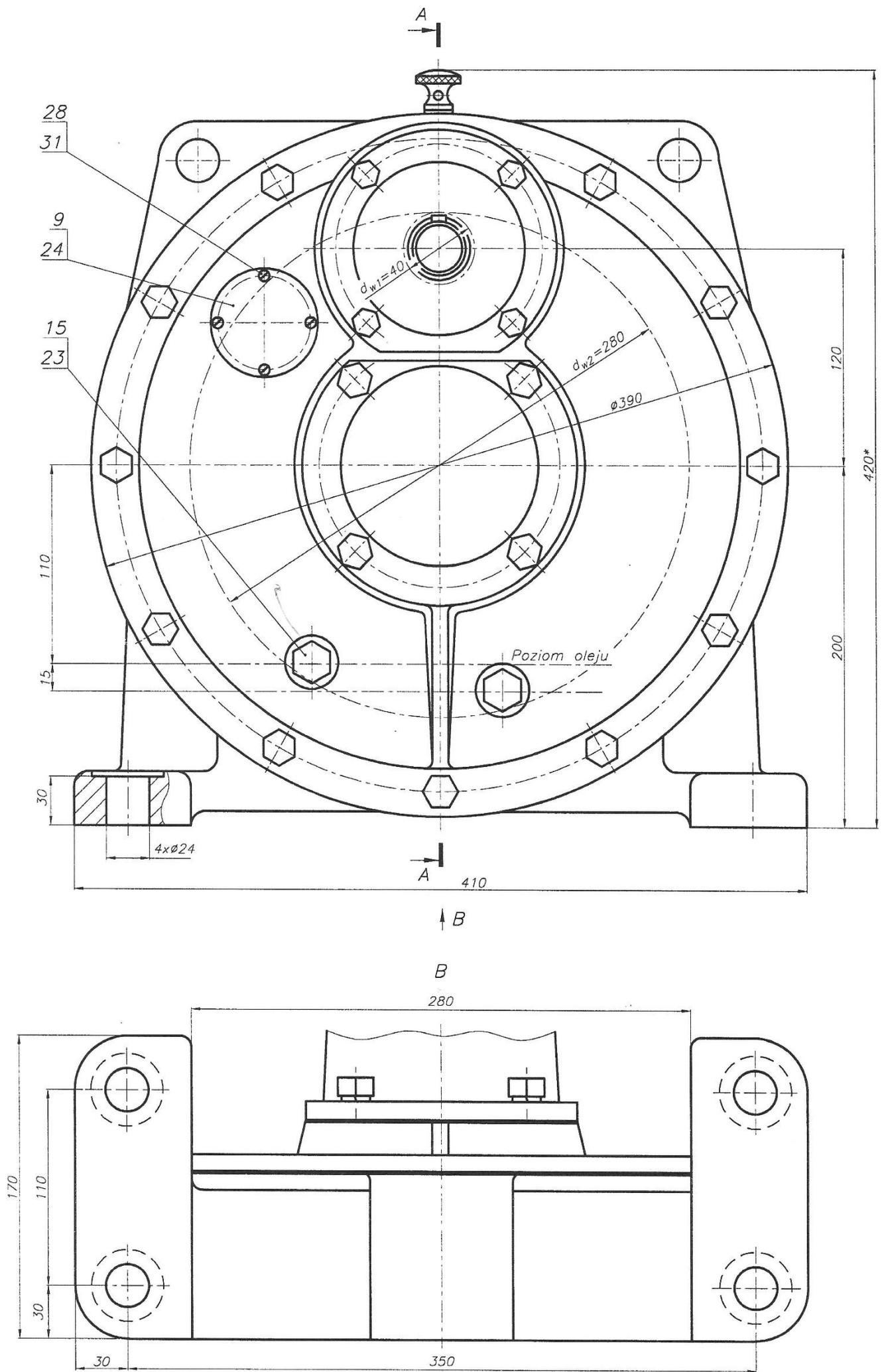


Fig. One stage cylindrical foot-mounted reducer with vertical shafts [Kurmaz 2007]

# BEARINGS

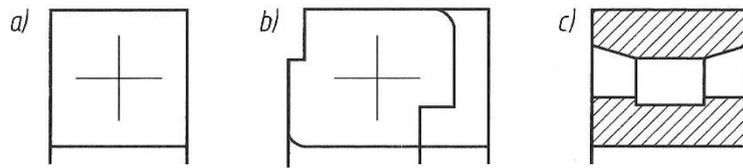


Fig. a) General simplified representation. b) General simplified representation with exact contour, c) Hatching representation [Lewandowski 2007]

Hatching representation	Simplified representation	Hatching representation	Simplified representation

Fig. Bearing types and their representation in technical drawings [Lewandowski 2007]

## Sealings

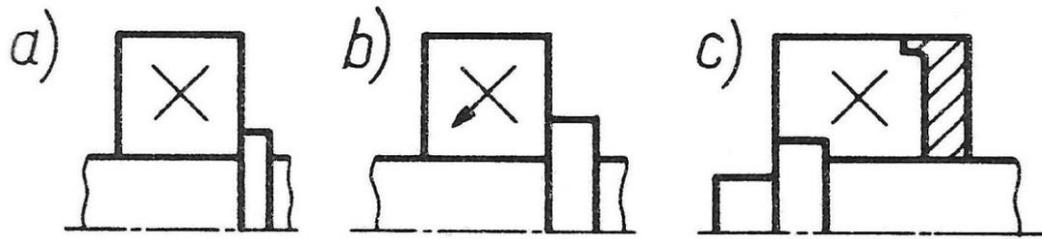


Fig. a) General simplified representation. b) General simplified representation with direction of sealing, c) General simplified representation with exact contour [Dobrzański 2002]

Simplified representation	Hetching representation

Fig. a) Sealings types and their representation in technical drawings [Dobrzański 2002]

# Deatiled drawings

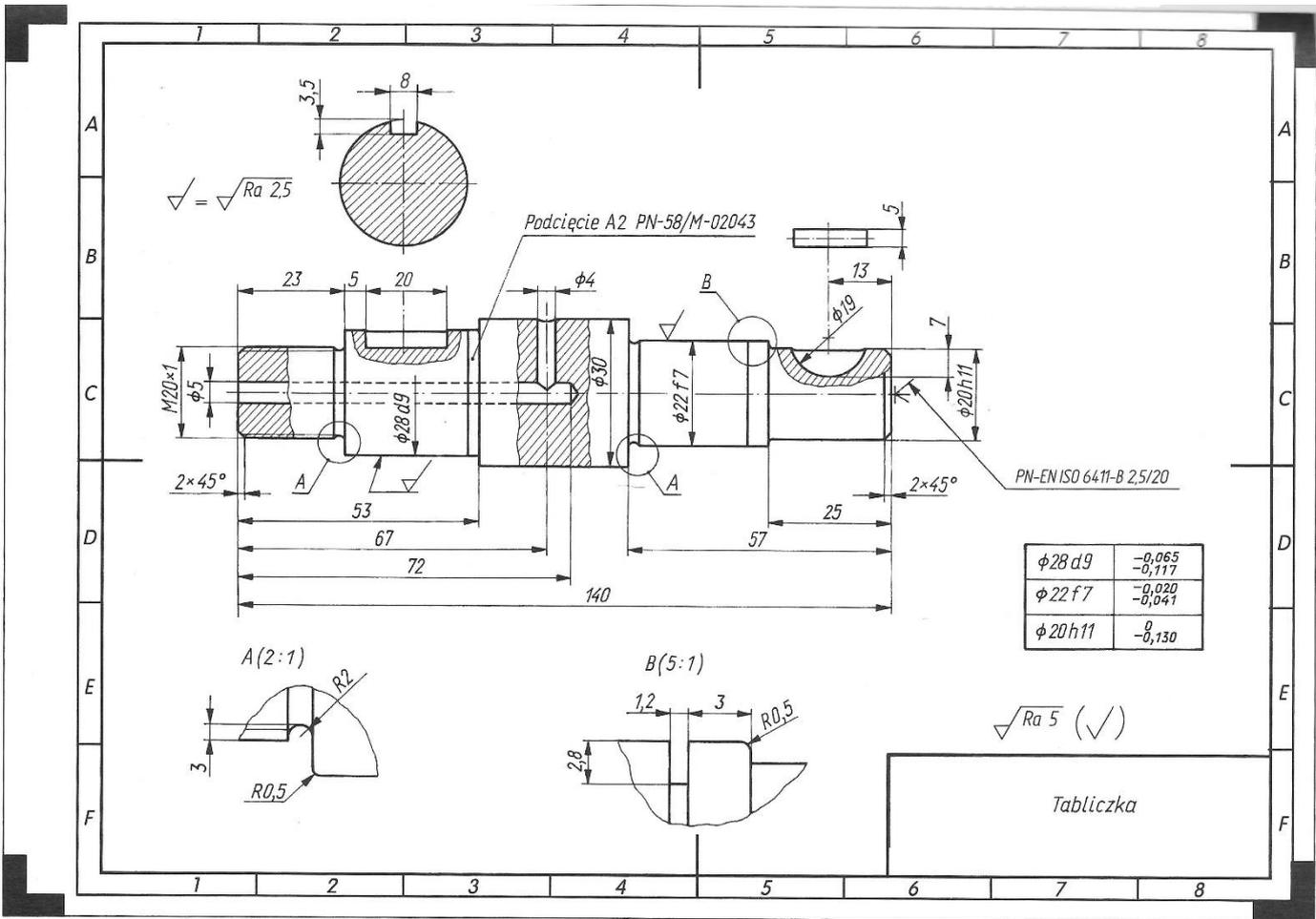


Fig. Shaft [Lewandowski 2007]

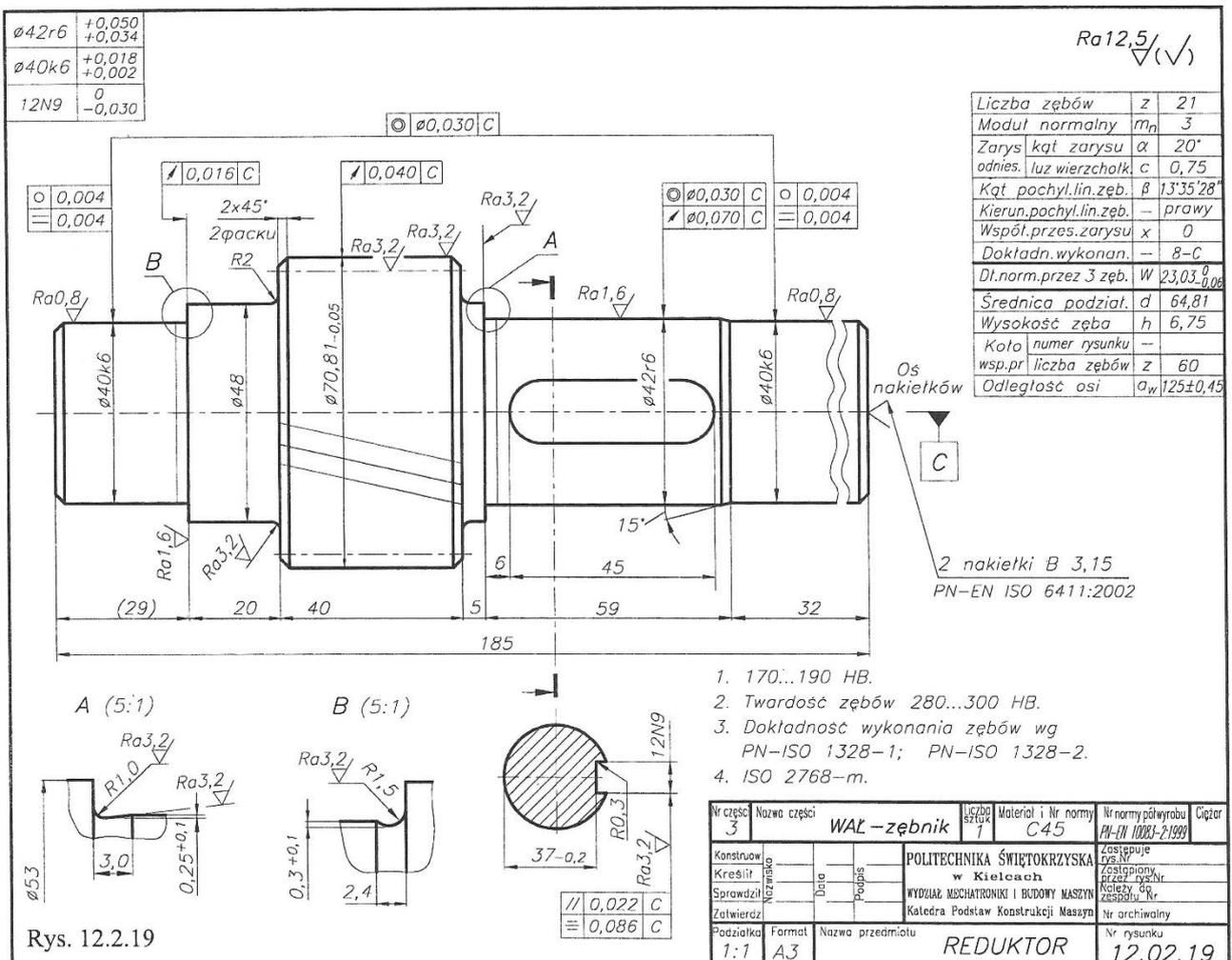
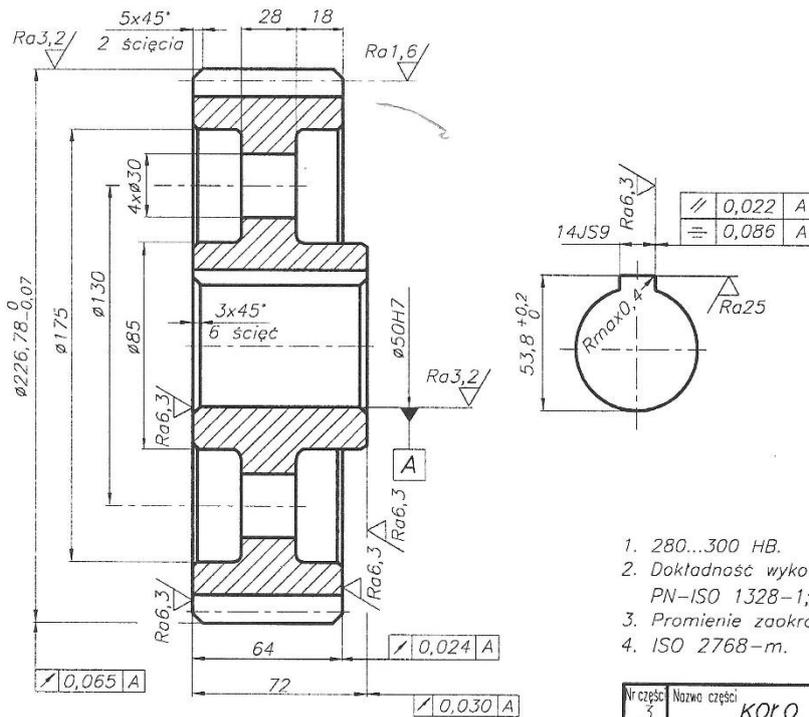


Fig. Shaft-pinion [Kurmaz 2007]

$\phi 50H7$	$+0,025$ 0
14JS9	$\pm 0,022$

$Ra_{12,5}/\sqrt{(\checkmark)}$



Liczba zębów	z	42
Moduł normalny	$m_n$	5
Zarys kąt zarysu odnies. luz wierzchołk.	$\alpha$	20°
Kąt pochyl.lin.zęb.	$\beta$	14'21'41"
Kierun.pochyl.lin.zęb.		— lewy
Współ.przes.zarysu	x	0
Dokładn.wykonan.		— 8-C
Dł.norm.przez 5 zęb.	W	69,53 <sub>-0,09</sub>
Średnica podział.	d	216,78
Wysokość zęba	h	11,25
Koło numer rysunku		—
wsp.pr liczba zębów	z	20
Odległość osi	$a_w$	160

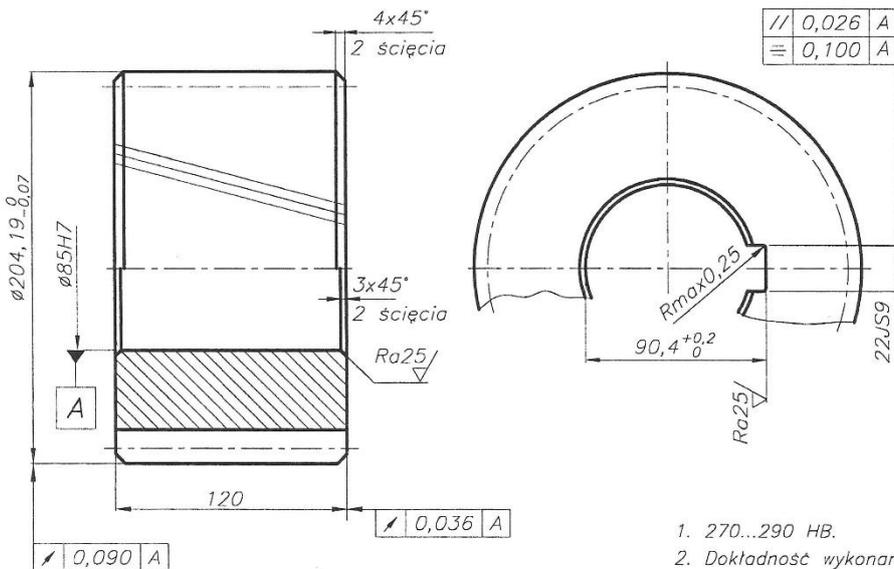
- 280...300 HB.
- Dokładność wykonania zębów wg PN-ISO 1328-1; PN-ISO 1328-2.
- Promienie zaokrągleń-3 mm.
- ISO 2768-m.

Nr części	3	Nazwa części	KOŁO zębate	Liczba sztuk	1	Materiał i Nr normy	C40	Nr normy półwyrobu	PN-EN 10083-2:1999	Ciepota	
Konstruow		Kreslił		Data		POLITECHNIKA ŚWIĘTOKRZYSKA w Kielcach		Zastępuje rys.Nr			
Sprawdził		Wzrost		Data		WYDZIAŁ MECHATRONIKI I BUDOWY MASZYN		Zastąpiony przez rys.Nr			
Zatwierdził		Podpis				Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn		Należy do zespołu Nr			
Podziałka	1:1	Format	A3	Nazwa przedmiotu	REDUKTOR		Nr rysunku	12.02.11			

Rys. 12.2.11

$\phi 85H7$	$+0,035$ 0
22JS9	$\pm 0,026$

$Ra_{6,3}/\sqrt{(\checkmark)}$



Liczba zębów	z	23
Moduł normalny	$m_n$	8
Zarys kąt zarysu odnies. luz wierzchołk.	$\alpha$	20°
Kąt pochyl.lin.zęb.	$\beta$	12'6'5"
Kierun.pochyl.lin.zęb.		— lewy
Współ.przes.zarysu	x	0
Dokładn.wykonan.		— 9-C
Dł.norm.przez 3 zęb.	W	61,64 <sub>-0,12</sub>
Średnica podział.	d	188,19
Wysokość zęba	h	18,0
Koło numer rysunku		—
wsp.pr liczba zębów	z	54
Odległość osi	$a_w$	315 $\pm 0,06$

- 270...290 HB.
- Dokładność wykonania zębów wg PN-ISO 1328-1; PN-ISO 1328-2.
- ISO 2768-m.

Nr części	3	Nazwa części	ZĘBNIK	Liczba sztuk	1	Materiał i Nr normy	C45	Nr normy półwyrobu	PN-EN 10083-2:1999	Ciepota	
Konstruow		Kreslił		Data		POLITECHNIKA ŚWIĘTOKRZYSKA w Kielcach		Zastępuje rys.Nr			
Sprawdził		Wzrost		Data		WYDZIAŁ MECHATRONIKI I BUDOWY MASZYN		Zastąpiony przez rys.Nr			
Zatwierdził		Podpis				Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn		Należy do zespołu Nr			
Podziałka	1:1	Format	A3	Nazwa przedmiotu	REDUKTOR		Nr rysunku	12.02.17			

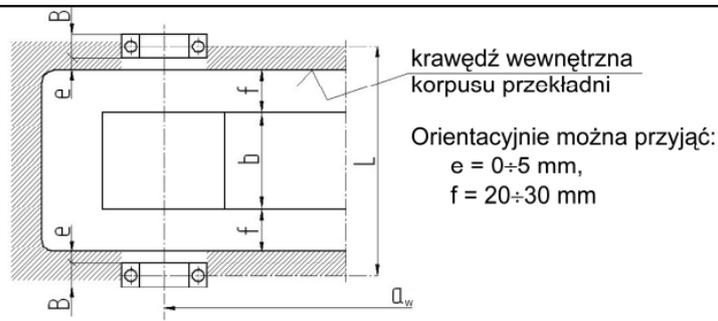
Rys. 12.2.17

## Example of calculation

### Przykład 5.2

Zaprojektować przekładnię zębatą walcową jednostopniową o zębach prostych. Przekładnia o przełożeniu  $u=3,55$  napędzana silnikiem elektrycznym o mocy  $P=20$  kW i prędkości obrotowej  $n=1470$   $\text{min}^{-1}$ , pracuje w układzie napędowym mechanizmu suwnicy. Przewidywany okres trwałości przekładni  $L_h=10000$  godz.

Given	Calculations and drawings	Result
1	2	3
<p>41Cr4 (40 H)</p> <p><math>\sigma_{Hlim} = 1280\text{MPa}</math></p> <p><math>\sigma_{Flim} = 310\text{MPa}</math></p> <p><math>z_1=21</math></p> <p><math>\lambda=18</math></p>	<p>Przyjmujemy na koło <math>z_1</math> stal 41Cr4 (wg PN-EN, dawniej wg PN-H: 40H), przewidując hartowanie powierzchniowe zębów łącznie z dnem wrębu. Przyjęty materiał charakteryzują (tab. 20):</p> <p><math>\sigma_{Hlim} = 1280\text{MPa}, \sigma_{Flim} = 310\text{MPa}, (H_v 610 \approx 570\text{HB})</math>.</p> <p>Naprężenia dopuszczalne, na zginanie zmęczeniowe zęba, do obliczeń wstępnych przyjmujemy</p> <p><math>\sigma_{FP} = 0,6\sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 310 = 186\text{MPa}</math></p> <p>Liczba cykli obciążeń koła <math>z_1</math> wynosi</p> <p><math>N_L = 60n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1470 \cdot 10000 = 8,82 \cdot 10^8</math> cykli</p> <p>Koło <math>z_1</math> pracuje w zakresie nieograniczonej (trwałej) wytrzymałości zmęczeniowej. Zatem współczynnik wzrostu wytrzymałości <math>Y_{NT} = Z_{NT} = 1</math>. Z tab. 4. przyjmujemy dla podanego układu napędowego, wartość współczynnika <math>K_A = 1,5</math>. Ponadto przyjmujemy <math>K_F = K_A</math>.</p> <p><b>Wstępne obliczenie modułu</b></p> $m = 276 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_F}{\lambda n_1 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta}$ <p>Przyjmujemy <math>z_1=21</math> oraz <math>\lambda=b/m=18</math></p> <p>Współczynnik <math>Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{sa}</math> ujmujący łączny wpływ kształtu zęba (<math>Y_{Fa}</math>) i karbu w stopie zęba (<math>Y_{sa}</math>) przyjmujemy z wykresu (rys. 9.12 dla <math>z_1=21</math> i <math>x=0</math>) <math>Y_{FS}=4,64</math>. Współczynnik kąta pochylenia zębów <math>Y_B=1</math> (<math>\beta=0</math>, <math>\varepsilon_\beta=0</math>, rys.9.10). Współczynnik stopnia pokrycia – wstępnie przyjęto <math>Y_\varepsilon=0,65</math>.</p> <p>Wartość modułu wynosi</p> $m = 276 \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 1,5}{18 \cdot 21 \cdot 1470 \cdot 186}} \cdot 4,64 \cdot 0,65 \cdot 1 = 2,55\text{mm}$ <p>Przyjmujemy <math>m=2,5</math> mm</p> <p>Średnica podziałowa</p> <p style="margin-left: 100px;"><math>d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 21 = 52,5</math> mm</p> <p>Liczba zębów koła <math>z_2</math></p> <p style="margin-left: 100px;"><math>z_2 = u \cdot z_1 = 3,55 \cdot 21 = 74,55</math></p>	<p><math>\sigma_{FP} = 186\text{MPa}</math></p> <p><math>N_L = 8,82 \cdot 10^8</math> cykli</p> <p><math>Y_{NT} = 1</math></p> <p><math>K_A = 1,5</math></p> <p><math>m = 2,5</math> mm</p> <p><math>d_1 = 52,5</math> mm</p> <p><math>z_2 = 74</math></p>



Rys. 5.2. Odległość podpór wałka z łożyskami poprzecznymi

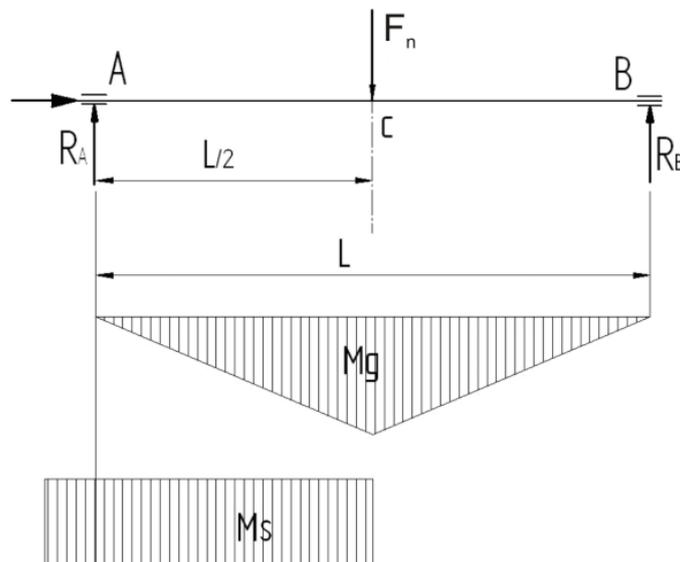
$B$  – szerokość łożyska zależna od typu i średnicy wewnętrznej,  
 $b$  - szerokość koła lub zębniaka,  
 $L = 2e + 2f + b + B$  - odległość podpór.

### Wałek wejściowy

Przewidując zastosowanie łożysk walczkowych jednorzędowych na średnicę  $d = 30 \text{ mm}$ , przyjmujemy z katalogu łożysk  $B = 16 \text{ mm}$ . Pozostałe wymiary przyjęto:  $e = 3 \text{ mm}$ ,  $f = 25 \text{ mm}$ ,  $b = 45 \text{ mm}$ . Odległość podpór wynosi:

$$L = 2e + 2f + b + B = 2 \cdot 3 + 2 \cdot 25 + 45 + 16 = 117 \text{ mm}$$

### Schemat obciążenia wałka



Rys. 5.3. Obciążenie wałka czynnego przekładni

## Reakcje

$$\Sigma M_A = F_N \cdot L / 2 - R_B \cdot L = 0$$

$$R_B = \frac{F_N \cdot L}{2L} = \frac{F_N}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{7902}{2} = 3951 N$$

$$R_A = R_B = 3951 N$$

## Moment gnący

$$M_{gmax} = M_{gc} = R_A \cdot L / 2 = 3951 \cdot 117 / 2 = 231133 Nmm = 231,1 Nm$$

$$M_{gc} = 231,1 Nm$$

## Moment zastępczy

$$M_{zc} = \sqrt{M_{gc}^2 + \left( \frac{k_{go}}{2k_{sj}} M_s \right)^2} = \sqrt{231,1^2 + \left( \frac{108}{2 \cdot 118} 194,9 \right)^2} = 247,71 Nm$$

$$M_{zc} = 247,71 Nm$$

## Średnica wałka w przekroju C

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{zc}}{\pi \cdot k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 M_{zc}}{k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 247,71 \cdot 10^3}{108}} = 27,6 mm$$

$$d_{w1} = 27,6 mm$$

Obliczona średnica wałka w środku szerokości zębniaka (przekrój C)  $d_{w1}$  jest mniejsza od średnicy stóp uzębienia  $d_{f1} = 47,75 mm$

$$d_{w1} = 27,6 mm < d_{f1} = 47,75 mm$$

## Wałek wyjściowy

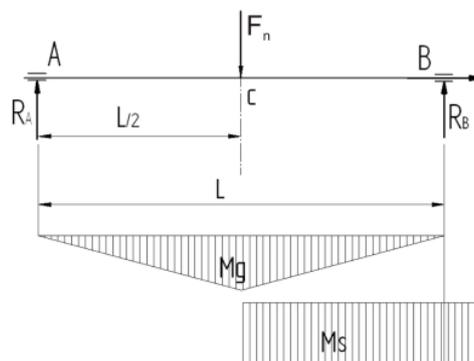
Przewidując, jak poprzednio, łożyskowanie wałka w łożyskach walcowych jednorzędowych o średnicy wewnętrznej  $d=40 mm$ , przyjmujemy z katalogu łożysk  $B=18 mm$ .

Pozostałe wymiary przyjęto jak w wałku wejściowym.

Odległość podpór wynosi

$$L = 2e + 2f + b + B = 2 \cdot 3 + 2 \cdot 25 + 45 + 18 = 119 mm$$

## Schemat obciążenia wałka



Rys. 5.4. Obciążenie wałka biernego przekładni

## Bibliography

1. Kurmaz L.W., Kurmaz O. L.: Projektowanie węzłów i części maszyn. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2007.
2. Lewandowski T.: Rysunek techniczny dla mechaników. WSiP, Warszawa 2007.
3. Dobrzański T. Rysunek techniczny maszynowy. WNT, Warszawa 2002.
4. Banaszek J., Jonak J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Wprowadzenie do projektowania przekładni zębatych i doboru sprzęgieł mechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2008.