

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НУ «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до лабораторних робіт з дисципліни
“Експлуатація та обслуговування верстатів”**

для здобувачів освіти за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти,
спеціальності:

G11 Машинобудування, усіх освітніх програм та форм
навчання

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Експлуатація та обслуговування верстатів» для здобувачів освіти за першим (бакаларським) рівнем вищої освіти, спеціальності: G11 Машинобудування, усіх освітніх програм та форм навчання/ Укл.: С.В. Танченко., В.В. Солоха – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2025. – 30 с.

Укладачі: С.В. Танченко, ст. викладач
В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

Рецензенти: В.В. Циганов, професор, д.т.н.

Відповідальний за випуск: Загородній В.П., зав. лаб.

Затверджено на засіданні кафедри
“Металорізальні верстати та інструмент”
Протокол № 5.
від “19” 11 2025

Рекомендовано
до видання НМК
Машинобудівного факультету
Протокол № 4.
від “09” 12 2025

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ І РОЗРАХУНОК ЖОРСТКОСТІ ГВИНТОВИХ ОПОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.

1 МЕТА РОБОТИ

Одержати навички розрахунку й експериментального визначення жорсткості гвинтових опорних елементів.

2 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Експериментально визначити жорсткість зазначеної гвинтової опори при послідовному навантаженні останньої від 800 до 5600 Н.

2. Побудувати графік жорсткості гвинтової опори в залежності від навантаження до 5600 Н.

3. Виконати розрахунок жорсткості конкретної гвинтової опори ОЖ-1 металорізальних верстатів.

4. Зробити висновок про відповідність розрахункових і експериментальних даних

5. Відповісти на запитання для самоконтролю.

3 ОБЛАДНАННЯ, ОСНАЩЕННЯ ТА ІНСТРУМЕНТ

- навантажувальний стенд;
- вантажі;
- індикаторні прилади (0,001мм);
- магнітна стійка.

4 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Жорсткість опорних елементів металорізальних верстатів визначається за формулою

$$j_0 = \frac{1}{k_0} = \frac{1}{k_{0i} + k_{0h} + k_{0ze} + k_{0\phi}} \quad (1)$$

де k_0 - податливість опори в см/Н;

$k_{0i} = k_i / A_i$ - податливість i -го стику опори в см/Н; (між станиною і клином або поверхнею опорної гайки, між клином і опорною поверхнею башмака тощо).

Податливість стику залежить від коефіцієнта k_i податливості поверхонь, що контактують, у см³/Н і площі контакту A_i (см²).

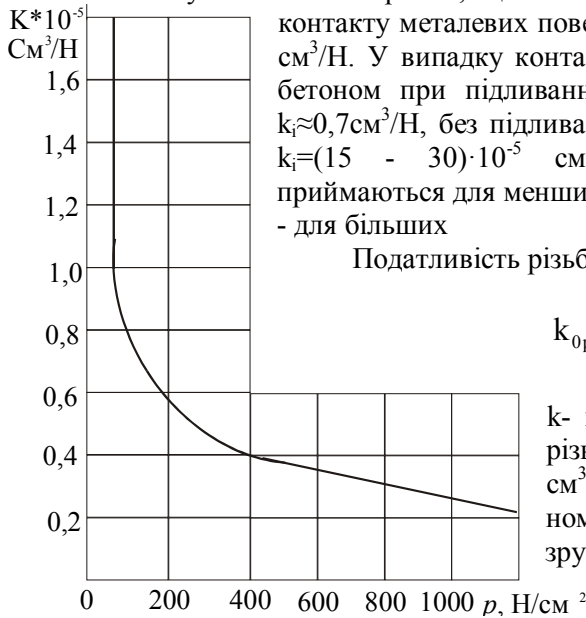
Величина коефіцієнта податливості стику залежить від тиску в стику і якості поверхонь, що стикаються. Так, у випадку

контакту металевих поверхонь, $k_i = (0,5 - 1,0) \cdot 10^{-5}$ см³/Н. У випадку контакту чавунної поверхні з бетоном при підливанні цементним розчином $k_i \approx 0,7$ см³/Н, без підливання цементним розчином $k_i = (15 - 30) \cdot 10^{-5}$ см³/Н. Менші значення приймаються для менших площ контакту, більші - для більших

Податливість різьбового стику

$$k_{0p} = \frac{k}{z \cdot A_p} \text{ см/Н}, \quad (2)$$

k - коефіцієнт податливості різьбового контакту в см³/Н, що залежить від номінального тиску p , зручно визначати по



графіку (рис.1.1).

Рисунок 1.1 - Коефіцієнт податливості різьбового контакту

$$p = P / (z \cdot A_p);$$

z – число номінально працюючих витків;

A_p – площа одного витка різі;

$k_{об}$ - податливість гвинта в опорі:

$$k_{огв} = \frac{l_{огв}}{EA},$$

де $l_{огв}$ - розрахункова довжина гвинта в см, вона дорівнює сумі вільної навантаженої довжини гвинта та половині згвинченої з опорною гайкою довжини гвинта:

$$l_{огв} = l_{вільн} + 1/2 l_{згвинч}$$

E - модуль пружності матеріалу гвинта, для сталі $E=2,04 \cdot 10^7$ Н/см²;

A - площа поперечного перетину гвинта, см²;

$k_{оф}$ - податливість стику опора – бетон, см/Н.

Для опор не підлитих цементним розчином, $k_{оф}=k_{ф}/A_{ф}$, тобто визначається фактично деформаціями в стику опори з бетоном.

$k_{ф}$ - коефіцієнт податливості контакту, см³/Н, $k_{ф}=(10-30) \cdot 10^{-5}$ см³/Н;

$A_{ф}$ - площа контакту, (площа опорної поверхні башмака) у см².

Для опор підлитих цементним розчином розмір $k_{ф}$ визначається в основному деформаціями бетонного блоку

$$k_{оф} = \frac{(1 - \mu_{ф}^2)}{E_{ф} A_{ф}} \cdot a \cdot \omega \cdot \eta, \quad (3)$$

де $E_{ф}$ - модуль пружності бетон, Н/см²;

$\mu_{ф}$ - коефіцієнт Пуассона для бетону;

a - менша зі сторін опорної поверхні башмака або діаметр опорної плитки, см;

ω - коефіцієнт, що залежить від відношення розмірів опорної поверхні башмака (b/a);

η - коефіцієнт, що залежить від відстані r - відстані від краю фундаменту до башмака.

Порахувавши жорсткість конкретної опори, переходимо до експериментального визначення жорсткості даної гвинтової опори (рис. 1.2). Установити гвинтову опору на навантажувальний стенд і в точці навантаження установити індикаторний прилад за допомогою магнітної стійки.

Послідовно навантажуючи гвинтову опору записуємо показання Δ_1 індикаторного приладу до таблиці 1.1, те ж виконуємо при

розвантаженні - Δ_2 . Навантаження опори силою P варто перерахувати відповідно до співвідношення плечей важеля l_1 і l_2 .

За отриманими експериментальними даними побудувати графік (рис. 1.3).

Якщо дані мають великий розкид - повторити експеримент. По закінченні роботи зробити висновок про відповідність розрахункових і експериментальних даних.

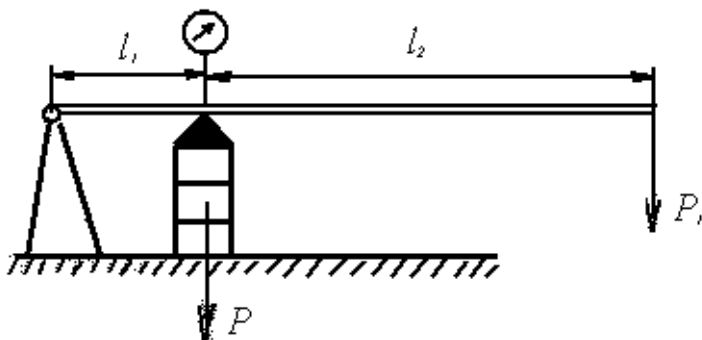


Рисунок 1.2 - Схема визначення жорсткості опори.

Таблиця 1.1 – Дані вимірювань жорсткості опори.

№ заміру	Навантаження на важіль P_1	Навантаження на опору P	Показання індикатора при навантаженні Δ_1	Показання індикатора при розвантаженні Δ_2

5 ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ.

1. Що таке жорсткість опорних елементів верстатів?
2. Як впливає жорсткість опорних елементів на працездатність верстатів?

3. Що таке податливість?
4. Навіщо введене поняття податливості?
5. Яку роль грає підливання цементним розчином опорних елементів металорізальних верстатів.

6 ЗМІСТ ЗВІТУ

Звіт по лабораторній роботі повинен включати:

1. Ескіз опори ОЖ-1 (рис. 1.3).
2. Таблицю результатів вимірювання жорсткості опори.
3. Графік пружних відтискань опори ОЖ-1 за аналогом рис. 1.4.
4. Розрахунок жорсткості опори за формулою 1.
5. Висновок за результатами порівняння експериментально визначеної та розрахованої жорсткості опори ОЖ-1.

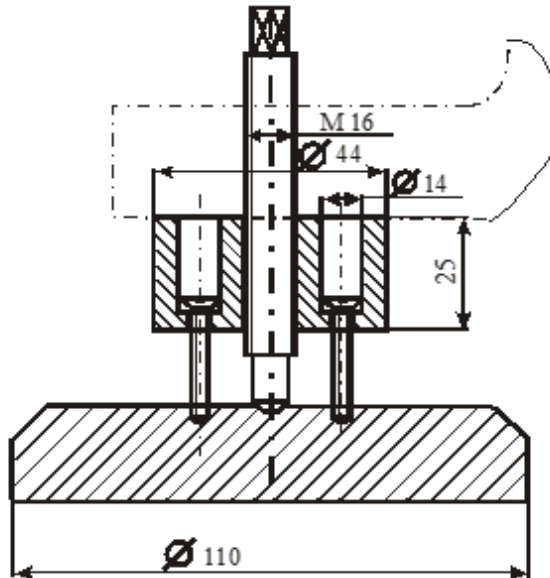


Рисунок 1.3 – Жорстка опора ОЖ-1.

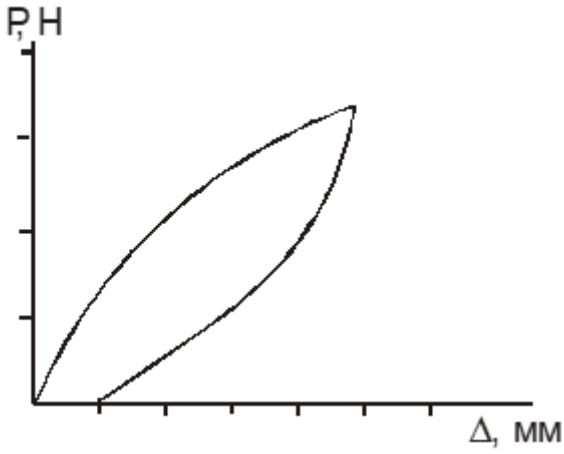


Рисунок 1.4 - Графік пружних відтискань опори ОЖ-1.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

УСТАНОВКА (ЮСТУВАННЯ)

МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

1 МЕТА РОБОТИ

Опанувати навичками установки металорізальних верстатів за рівнем.

2 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ.

1. Установити за рівнем горизонтально-фрезерний верстат. Установку здійснити за двома рівнями.
2. Провести перевірку геометричної точності.
3. Дати висновок про стан верстата.
4. Установити за двома рівнями токарно-гвинторізний верстат зі станиною середньої жорсткості моделі 1К62.
5. Провести перевірку геометричної точності.
6. Дати висновок про придатність верстата, аналізуючи знос його напрямних.

3 ОБЛАДНАННЯ, ОСНАЩЕННЯ ТА ІНСТРУМЕНТ

- горизонтально-фрезерний верстат мод. 6М82;
- токарно-гвинторізний верстат мод. 1К62;
- два рівні з регульованою постіллю;
- жорсткі гвинтові опори;
- ключі гайкові.

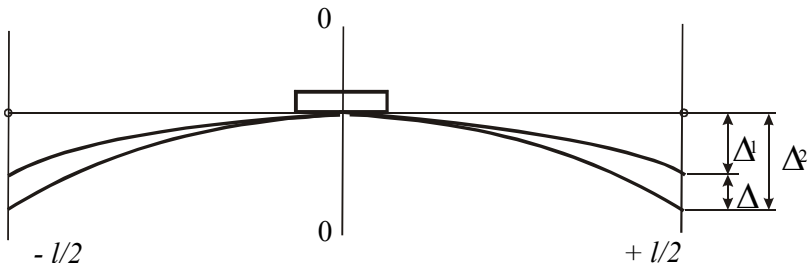
4 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Перш ніж експлуатувати верстат, новий чи відремонтований, а також для перевірки геометричної точності в процесі роботи чи для оцінки зносу напрямних, необхідно установити верстат за рівнем, тобто виконати перші дві перевірки геометричної точності за ГОСТ 42-56.

Для цих перевірок необхідно мати два чи один рівні з регульованою постіллю.

Установка верстатів із жорсткими коробчастими станинами на три точки не представляє особливих труднощів, не займає багато часу. Два рівні встановлюються в центральній частині столу (фрезерні, координатно-розточувальні верстати й ін.) перпендикулярно один

одному, тобто уздовж і поперек верстата. Регулюванням опорних точок домагаються, щоб обидва рівні установилися на нуль, тобто пухирці шкал обох рівнів повинні встановлюватися на "0". Потім, щоб перевірити геометричну точність, наприклад горизонтально-фрезерного верстата мод. 6М82, необхідно установити обидва рівні уздовж переміщення столу (один з них на стіл, а інший на станину) і перемістити стіл у крайнє праве, а потім крайнє ліве положення, фіксуючи показання рівнів в крайніх положеннях стола (рис.2.1). Показання рівнів занести до табл. 2.1. Варто враховувати, що рівень, установлений на станині, показує загальний нахил верстата, рівень, установлений на столі, показує загальний нахил верстата плюс нахил столу в залежності від зазорів, зносу, напрямних чи деформацій системи верстата. Тому різниця показань двох рівнів і визначає допустимі деформації системи.



Рівень №1 – на станині

Рівень №2 – на столі верстата

Рисунок 2.1- Схема визначення деформацій горизонтально-фрезерного верстата.

Якщо ця різниця перевищує норму, значить необхідно регулювати зазори в напрямних чи ремонтувати верстат, або стругати чи то шліфувати напрямні верстата.

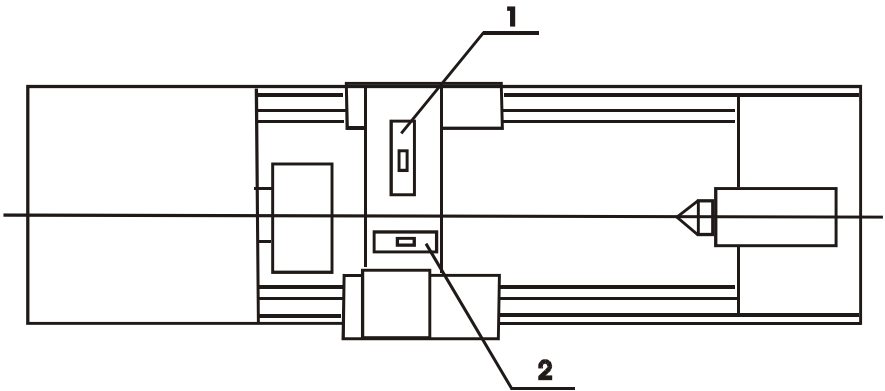
Що ж стосується верстатів зі станинами середньої жорсткості й опертих на 6 і більш точок, то їх вивірка (юстування) потребує набагато більше часу і вимагає додаткових розрахунків.

Візьмемо, приміром, верстат 1К62 з відстанню між центрами 1000 мм, станина якого опирається на 6 точок. Зробимо тими ж двома рівнями перші дві перевірки за ГОСТ 42-56: заміряємо перекося супорта під час його подовжнього переміщенні і прямолінійність його

переміщення у вертикальній площині при подовжнім переміщенні. Для цього встановлюємо два рівні на супорті верстата - один з них перпендикулярно напрямним станини, а другий - паралельно (рис.2.2).

Таблиця 2.1 – Результати вимірів фрезерного верстата

	Показання рівнів		Деформації системи Δ , мм/м
	Δ_1 , мм/м	Δ_2 , мм/м	
Праве положення			
Ліве положення			
Середні значення			



- 1 - рівень для визначення перекосів супорта,
2 - рівень для визначення прямолінійності переміщення

Рисунок 2.2 –Схема встановлення рівнів на токарному верстаті.

Варто нагадати, що зчитувати показання з рівня необхідно за двома сторонам пухирця і брати до уваги середнє значення. Крім того, варто заздалегідь установити знак "+" чи "-" для руху пухирця. Наприклад - від передньої бабки до заднього, (тобто зліва праворуч "+", а справа ліворуч "-"). Для першого рівня рух пухирця на себе "-", а від себе "+".

Отже, повернемося до реального верстата. Супорт повинний

знаходиться в крайнім лівому положенні біля передньої бабки верстата. Обидва рівні встановлюються на "нуль". Потім, переміщаючи супорт у ручну до задньої бабки, фіксуємо показання рівнів через визначені інтервали. Відповідно до норм для верстатів з відстанню між центрами (700 - 800) мм ці інтервали рівні 100 мм, для верстатів з відстанню між центрами (1000-1500) мм ці інтервали 200 мм, для верстатів з відстанню між центрами понад 1500 мм ці інтервали рівні 500 мм.

Забороняється автоматичне переміщення супорта, переміщувати слід в ручну плавно без ривків. При виконанні вимірів варто запобігти протяги в приміщенні і не рекомендується дихати на рівні через їхню високу чутливість до навіть незначних змін температури. Візьмемо реальний приклад. Після попередньої вивірки верстата робимо 1-у і 2-у перевірки відповідно до ГОСТ 42-56. Починаємо переміщати супорт із крайнього лівого положення вправо, фіксуючи показання рівнів кожні 200 мм ходу за лімбом в точках відповідно 1, 2, 3, 4, 5, 6.

Кінцеві відрізки менш 200 мм не враховуються. Зручно занести результати вимірів до табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати вимірювань для токарного верстата

№ точки вимірювання	Показання рівнів		
	Перекося супорта		Прямолінійність переміщення супорта (в поділках рівня)
	в поділках рівня	в мм/м	
1	0	0	0
2	-0,2	-0,004	+1
3	-0,5	-0,010	+1,5
4	-0,5	-0,010	+2,5
5	-0,8	-0,010	+3
6	-1	-0,020	+4

Ці результати отримані за допомогою рівнів з ціною поділу 0,02 мм/м. У даному випадку перекося супорта при його повному переміщенні знаходяться в межах допуску 0,02 мм/м за ГОСТ (рис. 2.3).

Знак “-“ свідчить, що станина закручена в протилежну сторону від робітника. Перекоси можна зменшити, піднімаючи догори задню опору регулювальним гвинтом. Результати вимірів прямолінійності подовжнього переміщення супорта у вертикальній площині вимагають перетворень, тому що змінюється ціна ділення рівня, внаслідок того, що показання фіксуються через кожні 200 мм (рис.2.4).

Для виміру перекосів показання рівня перераховуються, тому що закручування станини лімітується або в градусах або в мм/м.

Для одержання реальної траєкторії подовжнього переміщення супорта виконуємо наступні дії.

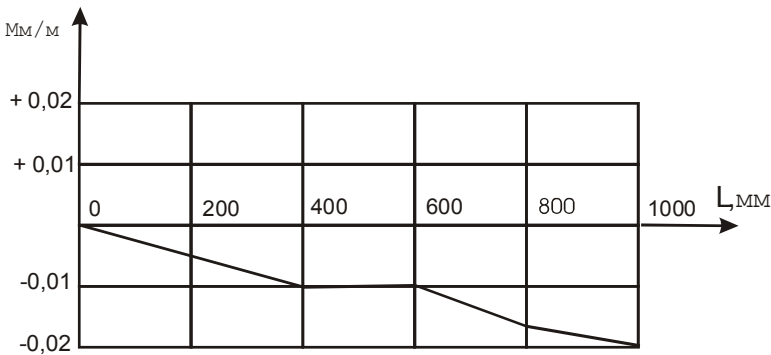


Рисунок 2.3 – Перекоси супорта по довжині станини

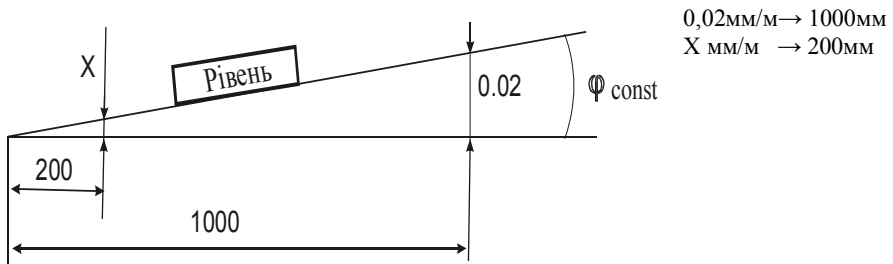


Рисунок 2.4 – Схема уточнення ціни ділення рівня

Підсумовуємо послідовно величину отриманих вимірів у поділках рівня (табл. 2.3 - II вертикаль). Ділимо отриману суму на число вимірів і одержуємо постійну помилку, що дорівнює двом поділкам, що акумулюється при кожнім наступному вимірі. У цьому випадку нульова (колонка III) точка (тобто точка, у якій помилка

дорівнює нулю) зміщається вліво, тобто під патрон верстата. У IV колонку записуємо абсолютну різницю величин колонок II і III, зберігаючи знак більшої абсолютної величини.

До VI колонки записуємо результат послідовного множення величин IV колонки на змінену ціну поділок рівня (4 мкм) і одержуємо реальні відхилення переміщення супорта від прямої чи лінії траєкторії переміщення різця (рис.2.5).

За нормами точності припустиме відхилення від прямолінійності $+0,020$ мм і тільки в плюс.

Таблиця 2.3 – Обробка результатів вимірювань, мкм.

	I	II	III	IV	V	VI
0			0	0		0
1	0	0	+2	+2	x 4	+8
2	+1	+1	+4	+3		+12
3	+1,5	+2,5	+6	+3,5		+14
4	+2,5	+5	+8	+3		+12
5	+3	+8	+10	+2		+8
6	+4	+12	+12	0		0

Якщо за першою і другою перевітками відхилення перевищують припустимі, необхідно повторити регулювання опорних точок станини з початку.

5 ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Як слід працювати з рівнями?
2. Що характеризують показання рівнів на станині та на столі фрезерного верстата?
3. Як виконувється перевірка геометричної точності верстатів зі станинами середньої жорсткості за рівнями?

6 ЗМІСТ ЗВІТУ

Звіт по лабораторній роботі повинен включати:

1. Таблицю результатів вимірювань геометричної точності фрезерного верстата (табл. 2.1).
2. Висновки про стан фрезерного верстата.
3. Таблицю результатів вимірювань геометричної точності токарного верстата (табл. 2.2 та табл.2.3).
4. Графіки закручування станини та відхилення траєкторії переміщення супорта.
5. Висновки про стан токарного верстата.

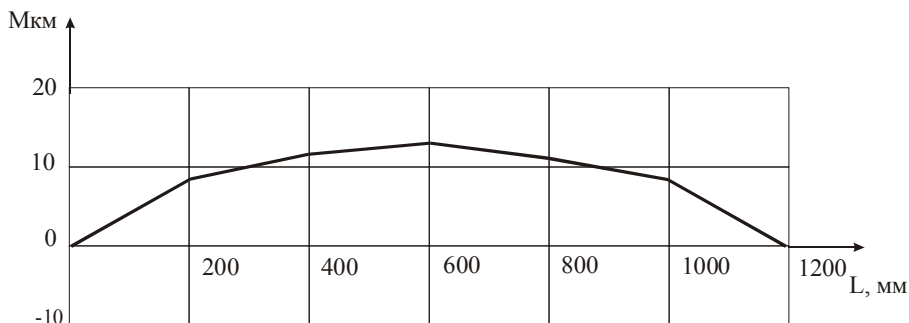


Рисунок 2.4 – Відхилення траєкторії переміщення супорта

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

РЕГУЛЮВАННЯ ВНУТРІШНЬОГО ЗАЗОРУ – НАТЯГУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ.

1 МЕТА РОБОТИ

Ознайомлення з конструкцією вузлів на підшипниках кочення, та складанням шпindelльної опори з необхідним внутрішнім зазором – натягом.

2 ЗМІСТ РОБОТИ

1. Ознайомлення з конструкцією шпindelльних опор на підшипниках кочення.

2. Визначення основних типів підшипників кочення, які застосовуються в шпindelльних опорах

3. Складання шпindelльної опори кочення з необхідним внутрішнім зазором – натягом.

4. Визначення жорсткості шпindelльної опори при натязі, створеному в опорі.

3 ОБЛАДНАННЯ І ІНСТРУМЕНТ

1. Пристосування для визначення довжини дистанційних втулок.

2. Навантажувальний пристрій.

3. Комплект підшипників.

4. Мікрометричний нутромір.

Загальні дані про конструювання шпindelльних вузлів.

В шпindelльних вузлах опорами можуть бути:

- підшипниками кочення;
- гідродинамічні підшипники;
- гідростатичні підшипники;
- підшипники з повітряним мащенням;

Для опор високоточних шпindelльних вузлів (некруглість зразків $\Delta r < 1,0$ мкм) застосовують гідростатичні підшипники.

Для опор шпindelльних вузлів, які забезпечують похибку обробки в межах $5 \text{ мкм} < \Delta r < 20 \text{ мкм}$, але потребують великої

довговічності вузла при постійній високій частоті обертання, застосовують гідродинамічні підшипники.

Для особливо високошвидкісних шпиндельних вузлів внутрішнього шліфувальні головки $dn > 6 \cdot 10^5$ мм хв⁻¹) доцільно застосовувати підшипники повітряним мащенням.

В решті випадків (похибка обробки не менше 1мкм) для опор застосування підшипники кочення.

На сьогодні більш 95% верстатів випускаються зі шпиндельними вузлами на підшипниках кочення. Тому, дуже важливо в кожному конкретному випадку вибрати оптимальну конструкцію шпиндельного вузла.

На основі вітчизняного та зарубіжного досвіду конструювання шпиндельних вузлів розроблені типові конструктивні схеми (рис 3.1). В усіх схемах осьове навантаження сприймається передньою опорою, задня опора – плаваюча. Це зменшую температурне видовження переднього кінця шпинделя, збільшує жорсткість вузла і вібростійкість при різанні. Всі схеми розбиті на три групи: низько швидкісні, середньо швидкісні, та високошвидкісні, і розміщено по мірі зростання швидкохідності, але при цьому відбувається падіння жорсткості та несучої здатності.

Граничні значення параметра швидкохідності dn вказані для шпиндельних вузлів на підшипника класу точності 4 (ГОСТ 520 – 71) для низько швидкісних та середньо швидкісних схем 1 класу точності 2 для високошвидкісних схем. Менші значення параметра приведені для шпиндельних вузлів з пластичним мастилом. Більші значення для шпиндельних вузлів з рідким мастилом (низько швидкісні) і мащення масляним туманом (середньо і високошвидкісні).

Низько швидкісні схеми доцільно застосовувати для шпиндельних вузлів важко навантажених верстатів: фрезерних, токарних, свердильних. Схема 1 на голчастих роликах підшипниках має найбільшу радіальну і осьову жорсткість, але вона найбільш тихохідна.

В зв'язку з тим, що дворядні циліндричні роликотідшипники серії 3182100 виготовляються точніше конічних роликотідшипників, шпиндельні вузли за схемою 2, 1, 4 виявляються більш точними, чим за схемою 3. Але конструкція шпиндельного вузла за схемою 3 більш технологічна.

В ряді випадків, коли не висуваються підвищені вимоги до шпиндельних вузлів (агрегатні верстати, токарні автомати)

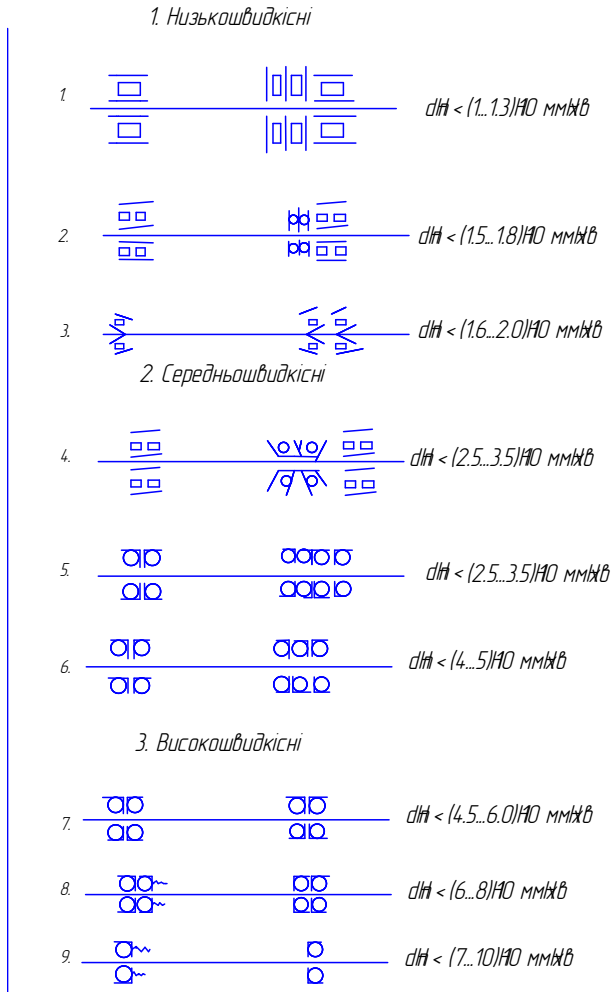


Рисунок 3.1- Компонувачні схеми опор шпиндельних вузлів верстатів

знаходить застосування схема з одним роликотідишпиком в кожній опорі шпинделя. Середньо швидкісні схеми застосовують в викінчувальних і швидкохідних токарних, фрезерних, розточних і

свердильних верстатах, в тому числі з ЧПУ і в шліфувальних верстатах, в тому числі з ЧПУ і в шліфувальних верстатах, таких як круглошліфувальні, плоскошліфувальні і торцешліфувальні з порівняно не високою частотою обертання шпинделя.

В схемі 4 осьове навантаження сприймає упорнорадіальний підшипник з кутом контакту 60° типу 178800 і 178900, він має високу швидкохідність і досить високу осьову жорсткість.

Високошвидкісні схеми застосовують в високошвидкісних алмазно-розточувальних головках (схема 7,8) і для шліфувальних шпинделів. Схеми 8 та 9 застосовують для внутрішньо шліфувальних головок. Застосування пружин в задній опорі з встановленням підшипників в кожній опорі за схемою «тандем» дозволяє автоматично регулювати попередній натяг підшипників в передній і задній опорах в процесі роботи і тим самим компенсувати температуру видовження шпинделя і знос підшипника. Для схем 7,8 і 9 застосовують підшипники серії 36100К з кутом контакту 15° по ГОСТ 20856-75 або серії 76100.

Вибір і регулювання величини зазору та натягу в підшипниках.

Величина зазору – натягу суттєво впливає на працездатність шпиндельних вузлів: точність обертання шпинделя, жорсткість шпиндельного вузла, нагрівання опор, довговічність підшипників.

Вибір оптимального натягу і практичне його здійснення є однією з найскладніших проблем конструювання і виробництва шпиндельних вузлів.

Вплив попереднього натягу на працездатність шпиндельних вузлів полягає в наступному:

а) зі збільшенням попереднього натягу жорсткість шпиндельних вузлів зростає. Але існують деякі граничні значення натягу при якому подальше його зростання не дає помітного зростання жорсткості : більш різко ця закономірність виражена у роликопідшипників , менш різко у шарикопідшипників;

б) зі зростанням попереднього натягу підвищується точність форми оброблюваної поверхні, зменшується амплітуди вібрацій, шорсткості оброблюваної поверхні. Але існує оптимальне значення попереднього натягу, перевищення якого тягне за собою зниження точності обробки;

в) вплив величини зазору (натягу) на тепловиділення в опорах шпинделя не може бути охарактеризований однозначно. Для роликопідшипників зменшення зазору і збільшення натягу завжди

тягне за собою зростання моменту тертя і відповідно тепловиділення в опорах. В радіально упорних і особливо в упорних шарикопідшипниках характер залежності більш складний. До деякого значення (в залежності від розмірів підшипника, величини і напрямки навантаження) попередній натяг сприяє зменшенню втрат на тертя (за рахунок тертя верчиння і зміщення тіл кочення під дією відцентрових сил), і подальше його збільшення призводить до зростання нагрівання опор;

d) залежність між величинами зазору (натягу) і довговічністю підшипників пов'язана з зовнішнім навантаженням, чим більша величина навантаження, тим при більшому натязі досягається найвища довговічність, але при натягах, які перевищують оптимальний (за довговічність), остання різко знижується;

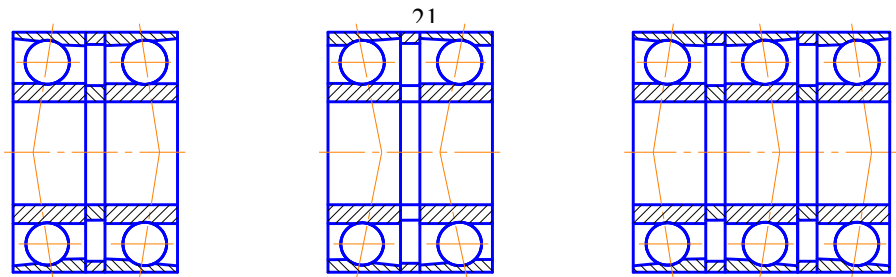
e) з підвищенням точності підшипників допустимий (за умовами нагріву і довговічності) попередній натяг зростає. Разом з тим для забезпечення жорсткості більш точних підшипників потрібен менший натяг, ніж в підшипниках менш точних.

Орієнтовані значення натягу для радіально-упорних підшипників наведені в табл.3.1. Спосіб установки радіально-упорних підшипників (рис.3.2) і величина попереднього натягу впливають на його працездатність (таб.3.2).

Величина необхідного натягу в радіально-упорних підшипниках досягається за рахунок різних довжин дистанційних втулок, що встановлюються між зовнішніми і внутрішніми кільцями підшипників.

При складанні шпindelної опори із радіально – упорних підшипників за вибраною величиною попереднього натягу визначають різницю довжин дистанційних втулок. Для цього підшипники монтується на оправці 2 (рис.3.3). Між зовнішніми кільцями підшипників встановлюють дистанційне кільце 4 з відомою шириною b . На торець внутрішнього кільця верхнього підшипника 3 встановлюють диск 1, центруючи його по оправці. Посадки підшипників на оправці повинні відповідати посадкам на шпindel.

Складений таким чином вузол навантажується через шарик зусиллям P , яке дорівнює величині необхідного натягу.



а

б

в

а - схема «О»

б - схема «Х»

в - схема «Триплекс тандем-О»

Рисунок 3.2 - Компонувки опор шпинделя із радіально-упорних підшипників

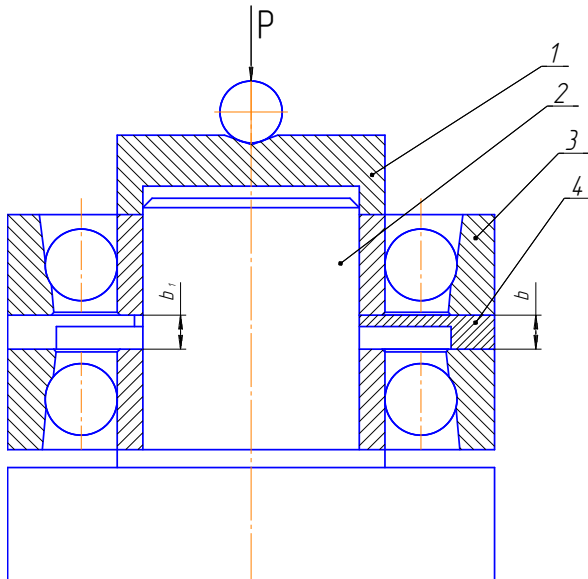


Рисунок 3.3 - Схема визначення величини різниці довжин дистанційних втулок

Таблиця 3.1 – Попередній натяг шарикових радіально-упорних підшипників, Н

Номінальний діаметр отвора підшипника, мм	Серія підшипника								
	36100			36200			46100		
	Попередній натяг								
	Легкий	Середній	Важкий	Легкий	Середній	Важкий	Легкий	Середній	Важкий
40	100	300	550	180	540	1080	160	480	
45	120	360	730	210	640	1280	200	600	
50	130	390	770	230	690	1420	210	630	
55	170	510	1080	270	810	1250	300	900	
60	180	540	1100	320	960	2000	310	930	
65	190	570	1120	360	1080	2280	320	960	
70	240	720	1440	380	1140	2400	390	1070	
75	250	750	1500	410	1240	2480	400	1200	
80	300	930	1860	460	1280	2940	490	1270	
85	316	950	1900	520	1560	3660	510	1530	
90	360	1080	2240	600	1800	3600	580	1740	
95	380	1140	2287	720	2150	4320	650	1950	
100	390	1180	2340	820	2440	4880	730	2190	

Таблиця 3.2 – Зміна показників працездатності радіально-упорних шарикових підшипників

Схема установки підшипників в опорі	Коефіцієнт Зміни ширини опори	Коефіцієнт зміни статичної вантажо-під'ємності	Коефіцієнт зміни граничної частоти обертання при натязі		
			Легкому	Середньо-му	Важкому
По одному в опорі	1	1	1	0,8	0,5
По два в опорі за схемою: ● дуплекс О-подібна ● дуплекс Х-подібна	2	1,62	0,8	0,65	0,4
	2	1,62	1	0,8	0,5
По три в опорі за схемою: триплекс тандем О-подібна	3	2,15	0,8	0,5	0,3

В навантаженому стані заміряється відстань між внутрішніми кільцями підшипників. Різниця відстаней між зовнішніми кільцями підшипників. Різниця відстаней між зовнішніми і між внутрішніми кільцями підшипників буде різницею довжин дистанційних втулок.

4 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначити величину необхідного натягу (табл.3.1)
- 2.Скласти пристосування для визначення різниці довжин дистанційних втулок (рис.3.3). Для цього внутрішні кільця підшипників змонтувати на оправці 2, встановивши між ними втулку 4. На внутрішнє кільце верхнього підшипника встановити кришку 1.

3. Установити пристосування в навантажувальний пристрій і заміряти розмір b_{1B} між внутрішніми кільцями. Заміри виконати в трьох точках через 120° . Розмір b_{1B} визначити як середнє арифметичне замірів:

$$b_{1B} = \sum_{i=1}^3 b_{1Bi}$$

4. Прикласти навантаження необхідної величини до внутрішніх кілець підшипників. Виконати заміри розміру b_{1H} (див.п.3)

5. Визначити зміщення внутрішніх кілець під навантаженням $\delta = b_{1B} - b_{1H}$. Величина δ буде різницею довжин дистанційних втулок, яка забезпечує для даних підшипників вибрану величину попереднього натягу.

6. Розрахувати жорсткість опори при визначеній величині натягу. Формули для розрахунків наведені в додатку 1, варіанти індивідуальних завдань в таблиці 3.4.

5. ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Охарактеризуйте різні схеми шпindelьних вузлів на підшипниках вузлів на підшипниках кочення.

2. Як впливає попередній натяг на працездатність шпindelьного вузла?

3. За якими схемами можуть установлюватись радіально-упорні підшипники в шпindelьній опорі?

4. Як змінюються показники працездатності при різних схемах установки?

5. Як регулюється зазор-натяг в радіально-упорних підшипниках?

6. ЗМІСТ ЗВІТУ

Звіт повинен включати:

1. Схему установки для визначення різниці довжин дистанційних втулок.

2. Таблицю результатів вимірювань.

Таблиця 3.3- Розрахунок жорсткості шпindelьних опор.

Зусилля натягу, Н	Результати вимірювань		Результати обчислень, мм	
	b_{IV}	b_{IH}	δ	

Таблиця 3.4 - Варіанти індивідуальних завдань.

Номер варіанта	Схема опори	Підшипники опори	Натяг в опорі	Радіальна сила, що діє на опору, Н
1	а	36212	легкий	1800
2	б	46111	легкий	3000
3	б	36211	важкий	3000
4	а	36216	середній	2500
5	а	46114	середній	2800
6	а	36116	середній	3200
7	б	46120	середній	4000
8	б	36219	легкий	2000
9	б	36119	легкий	1800
10	б	36217	важкий	3500
11	а	36216	середній	2000
12	а	46109	легкий	1500
13	а	46110	середній	1600
14	б	36214	важкий	3600
15	б	36118	важкий	4500
16	б	46116	легкий	4000
17	а	46115	важкий	4600
18	а	36108	легкий	1000
19	а	36208	легкий	1200
20	б	36112	середній	2700
21	б	36210	важкий	4200
22	а	46108	легкий	800
23	а	36215	середній	2400
24	б	36115	легкий	2800
25	а	36117	легкий	2800
26	а	36210	середній	2500
27	а	36110	важкий	2000

Додаток 1

Розрахунок жорсткості шпindelної опори

При розрахунку шпindelної опори, яка складається з декількох радіально-упорних підшипників, її можна представити складеною з двох умовних опор.

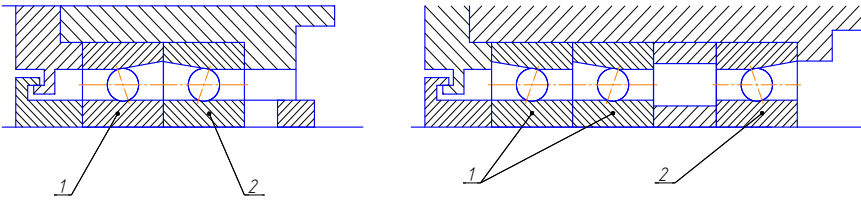


Рисунок Д.1 - Схема шпindelної опори

Здвоєні підшипники, установлені послідовно за схемою «тандем» (рис.3.2б) розглядаються як один дворядний підшипник. Число підшипників встановлених послідовно в умовних опорах 1 і 2 позначимо через i_1 та i_2 відповідно.

Радіальна жорсткість опори, навантаженої попереднім натягом з силою F_H (Н)

$$j_r = \frac{F_r}{\delta_r} = \frac{k \cdot F_H}{\delta_a \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha},$$

Де F_r —радіальна сила, що діє на опору;

δ_r —радіальне зміщення в підшипнику;

δ_a — осьове зміщення в підшипнику;

α — фактичний кут контакту в підшипнику;

k – коефіцієнт, який залежить від величини $F_H / (F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha)$

$F_H / (F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	1,28	1,35	1,43	1,53	1,67	2,25	3,2	5,4	12
k	0,16	0,30	0,40	0,52	0,60	0,65	0,71	0,74	0,75

Для визначення радіальної жорсткості j_{r1} і j_{r2} умовних опор 1 і 2 в формулу замість δ_a необхідно підставити δ_1 і δ_2 відповідно. Тоді матимемо

$$j_{1(2)} = \frac{k_a}{1,5 \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{i_1^{2/3}}{(i_1^{2/3} + i_2^{2/3})} \cdot j_a.$$

де j_a – осьова жорсткість опори, яка визначається за формулою:

$$j_a = \frac{F_a}{\delta_a} \approx 1,5 C_s^2 \cdot F_H \cdot (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}),$$

де

$$C = C_s \cdot z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha = 10^5 \sqrt{1,25 \cdot d_{\text{ш}}} \cdot z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha$$

$d_{\text{ш}}$ – діаметр шарика підшипника, мм

z – число тіл кочення в підшипнику.

Жорсткість комплексної опори визначається як сума жорсткості складних опор

$$j = j_1 + j_2$$

Фактичний кут котанкту α в підшипнику суттєво залежить від величини осевого поперечного натягу

$$\alpha = \alpha_0 + X, \text{ рад}$$

де α_0 – початковий кут контакту;

X – приріст початкового кута контакту під дією попереднього натягу

$$X = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sin 2\alpha_0}{6 + \cos^2 \alpha_0} \cdot \left[\sqrt{1 + \frac{26 + \cos^2 \alpha_0}{3 \sin 2\alpha_0} \left(\frac{F_H}{C^* \sin \alpha_0} \right)^{\frac{2}{3}}} - 1 \right]$$

C^* – силова характеристика підшипника

$$C^* = \left(\frac{\xi}{C_3 + C_в} \right)^{3/2} \cdot z \cdot d_{ш}, \text{кГс}$$

$\xi = r_3/d_{ш} + r_в/d_{ш}$ – розвал доріжок кочення підшипника

$r_{3(в)}$ – радіус профілю доріжок кочення зовнішнього (внутрішнього) кільця, мм

Коефіцієнти C_3 і $C_в$ наведені в таблиці Д.1. і Д.2. відповідно .

Розвал доріжки $\xi_{3(в)}$ визначається за формулою

$$\xi_{3(в)} = \frac{r_{3(в)}}{d_{ш}}$$

Для внутрішнього кільця $\xi=0,515$, для зовнішнього $\xi=0,533$

Таблиця Д. 1. - Значення коефіцієнтів $C_B : 10^{-4}$

ζ_B	$\frac{\alpha + 2r_B}{\alpha_{ш} \cdot \cos \alpha_B}$								
	3	4	5	7	10	20	30	50	∞
0,5125	0,447	0,440	0,434	0,35	0,433	0,430	0,430	0,429	0,428
0,515	0,465	0,459	0,456	0,454	0,452	0,452	0,440	0,449	0,448
0,5175	0,481	0,476	0,474	0,472	0,469	0,467	0,466	0,466	0,465

Таблиця Д.2 - Значення коефіцієнтів $C_B \times 10^{-4}$

ζ_M	$\frac{D_1 - 2r_3}{\alpha_{ш} \cdot \cos \alpha_3}$								
	3	4	5	7	10	20	30	50	∞
0,530	0,509	0,513	0,515	0,518	0,520	0,522	0,523	0,524	0,525
0,535	0,527	0,531	0,533	0,535	0,537	0,540	0,541	0,541	0,543
0,540	0,522	0,545	0,548	0,551	0,553	0,555	0,556	0,557	0,558

α_B і D_1 - діаметри доріжок кочення внутрішнього і зовнішнього кілець відповідно.

$$\alpha_1 = \alpha_T - \alpha_{ш}; \quad D_1 = d_t + d_{ш} \cdot \cos \alpha_0$$

$d_{ш}$ - діаметр кола, що проходить через центри шариків

$$d_T = \frac{D + d}{2}$$

Додаток 2

Геометричні параметри радіально-упорних підшипників

Номер підшипника		d, мм	D, мм	d_w мм	Z
	46108	40	68	7,94	16
	46109	45	75	8,31	16
	46111	55	90	10,3	18
	46112	60	95	11,11	18
	46114	70	110	12,3	19
	46115	75	115	12,3	20
	46116	80	125	13,49	20
	45117	85	130	13,49	21
	46118	90	140	14,29	21
	46120	100	150	15,08	22
36208	46208	40	80	12,7	12
36209	46209	45	85	12,7	13
36210	46210	50	90	12,7	14
36211	46211	55	100	14,29	14
36212	46212	60	110	15,88	14
-	46213	65	120	15,67	15
36214	-	70	125	17,46	15
-	46215	75	130	17,46	16
36216	46216	80	140	19,05	15
36217	46217	85	150	19,84	15
36218	46218	90	160	22,23	14
36219	-	95	170	23,81	15
-	46220	100	180	25,44	15
-	46222	110	200	28,57	15

Підшипники серії 36000 мають кут контакту $\alpha = 12^\circ$, серії 46000- $\alpha = 26^\circ$