

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
"САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА"**

**СБОРКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВОГО
УЗЛА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА**

САМАРА 2008

Цель работы: знакомство с методами создания предварительного натяга в узле подшипников;
изучение технологического процесса сборки подшипниковых опор зубчатых передач редуктора вертолета;
приобретение практических навыков по сборке высоконагруженных подшипниковых узлов.

Содержание работы: При выполнении работы студенты производят разборку, дефектацию и обмер деталей подшипникового узла. Путем графического построения и аналитических расчетов определяют величину предварительного натяга и размер регулировочного звена в размерной цепи подшипникового узла.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОСОБЕННОСТИ СБОРКИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ПОДШИПНИКОВ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

При работе чувствительных к перекосам зубчатых зацеплений, передающих на вал и его опоры большие нагрузки, необходима высокая точность осевого расположения шестерен. Поэтому основным требованием, предъявляемым к опорам валов зубчатых зацеплений, является жесткость.

Любая упругая система обладает своей жесткостью. Подшипники качения можно рассматривать как параллельную систему, в которой суммарная жесткость K равна сумме жесткостей отдельных звеньев, т. е.

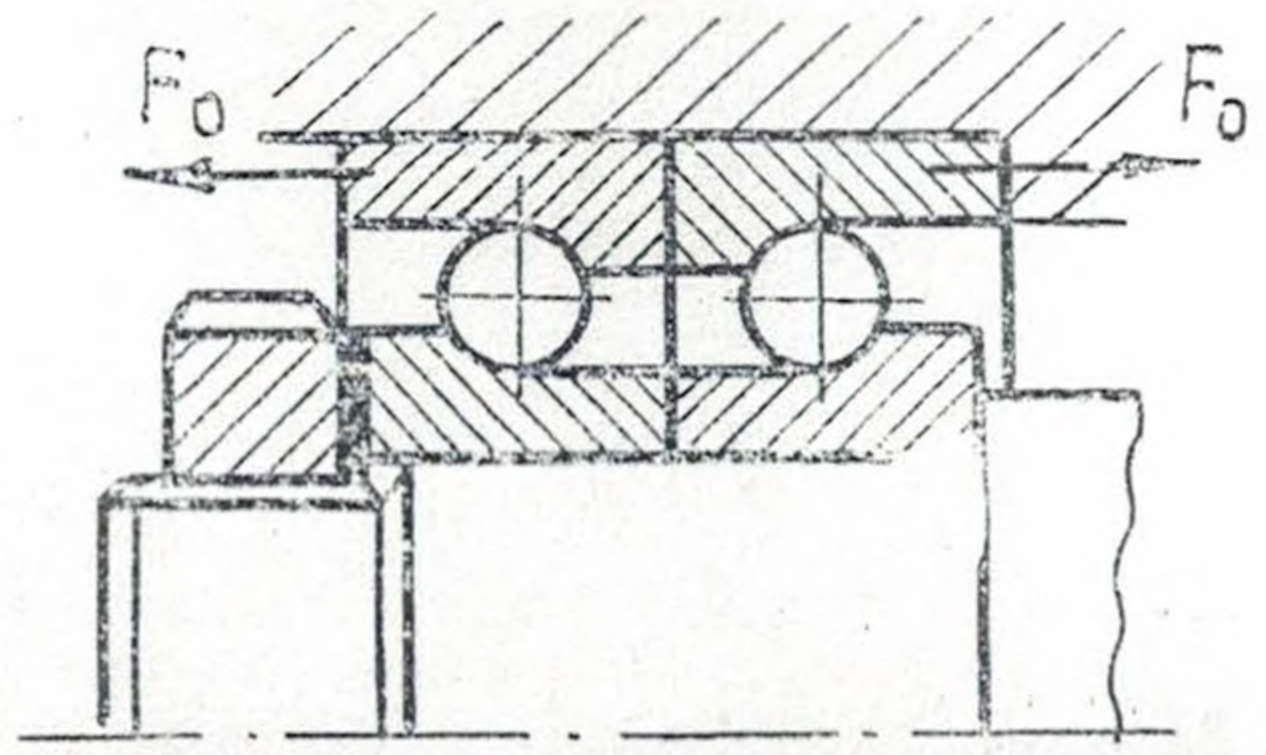
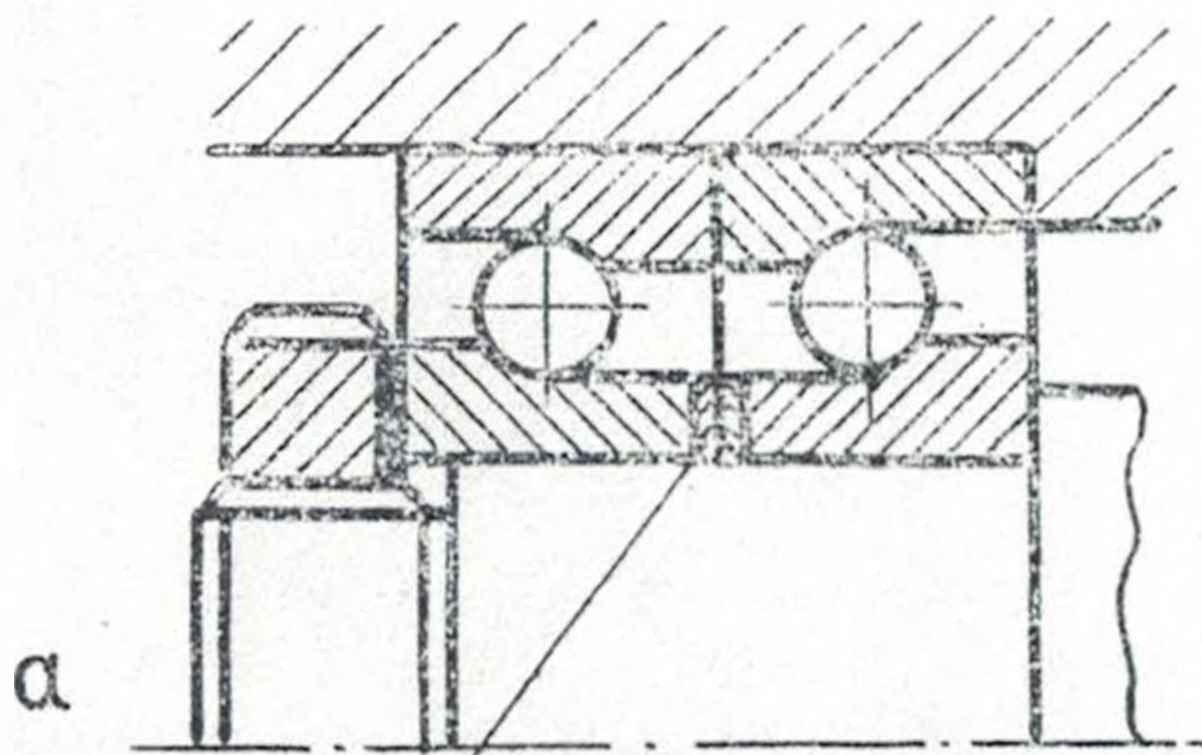
$$K = \sum_{i=1}^n K_i.$$

Увеличение или уменьшение числа звеньев i весьма значительно изменяет жесткость всей системы.

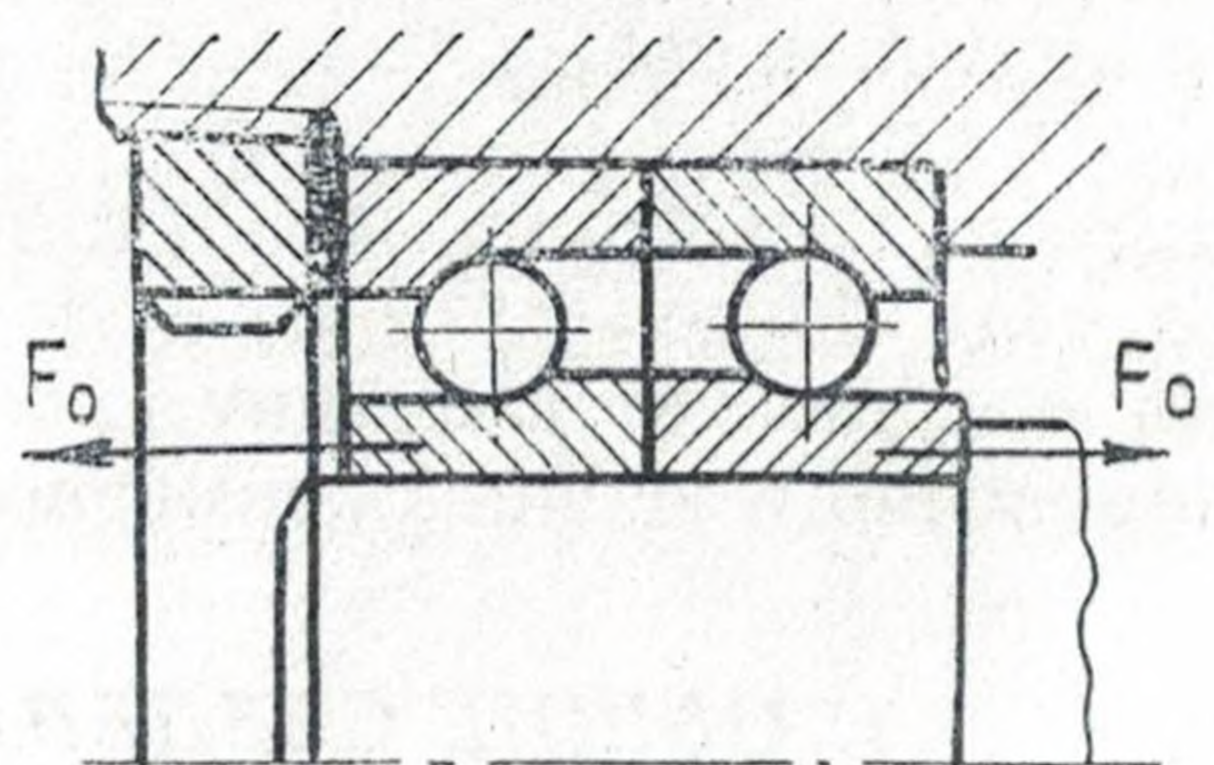
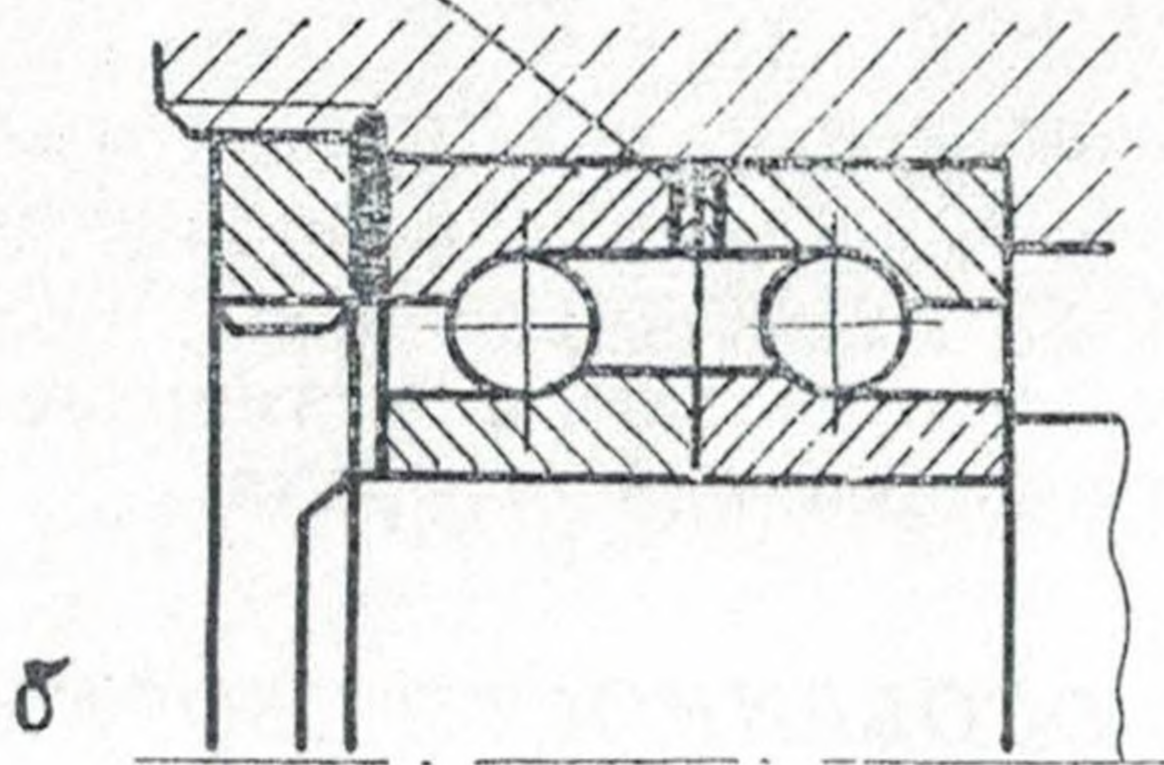
Для обеспечения необходимой жесткости в высоконагруженных узлах подшипников в процессе сборки создают предварительный натяг. Сущность предварительного натяга заключается в том, что при установке в узел подшипники нагружают осевой силой F_0

До затяжки

После затяжки

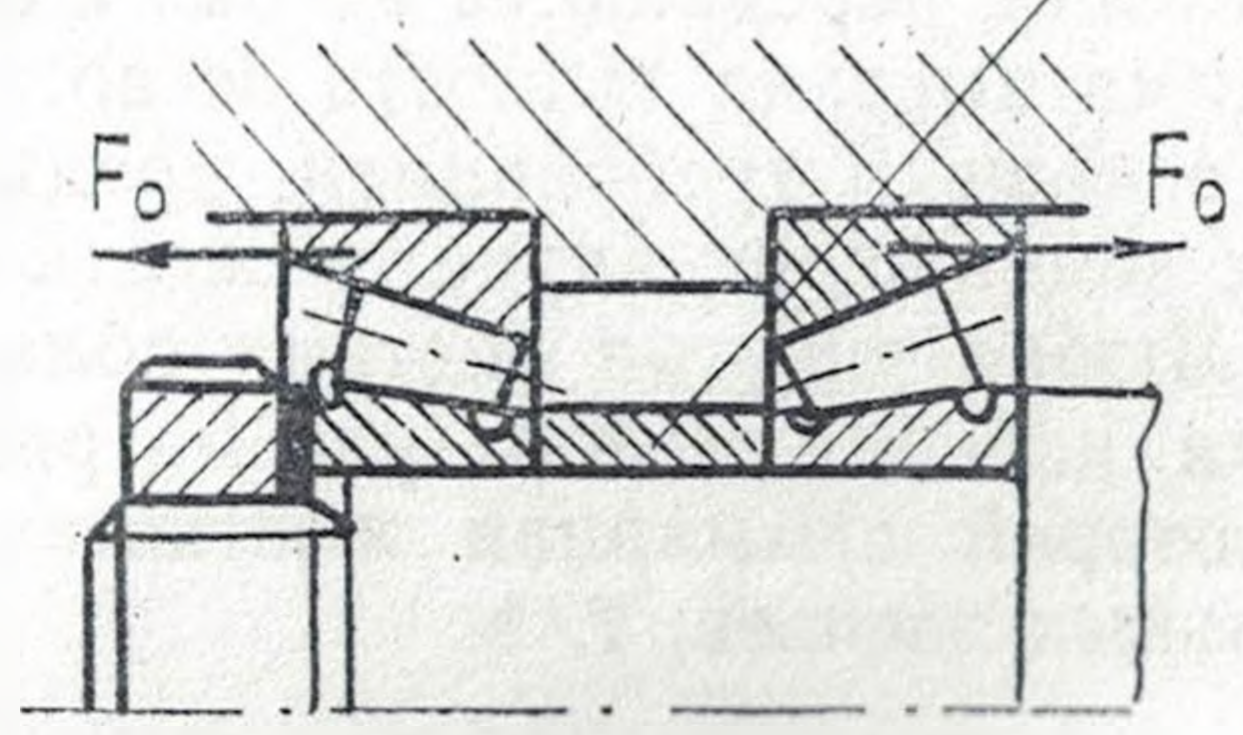
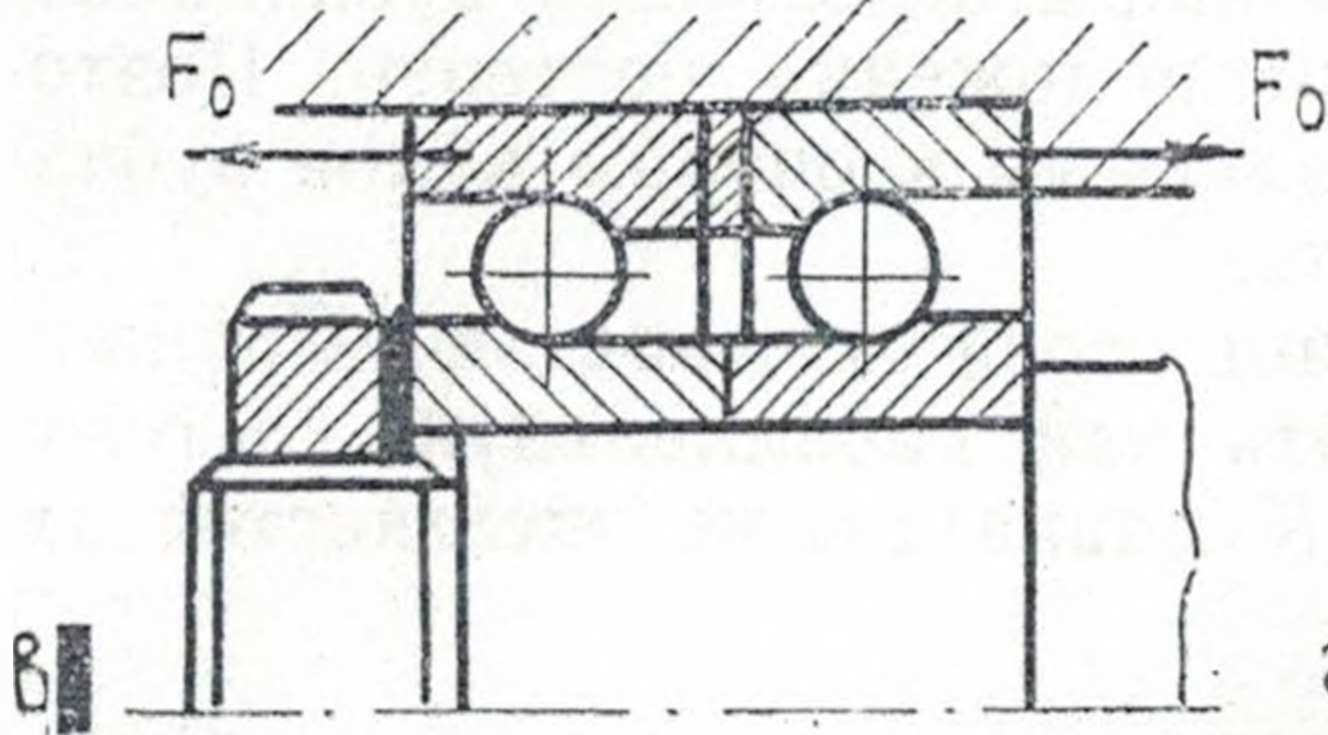


Сошлифовано



Прокладка

Дистанционная втулка



Р и с. 1.1. Способы создания предварительного натяга: а — сдвигание базовыми торцами наружных колец; б — сдвигание базовыми торцами внутренних колец; в — применение прокладок; г — постановка регулировочных втулок или колец

Решение задачи может быть упрощено, если использовать при определении величины предварительного натяга диаграммы, связывающие действующую нагрузку F с деформациями деталей подшипникового узла δ .

Рассмотрим применение графического метода для определения величины предварительного натяга конкретного подшипникового узла (рис. 1.2).

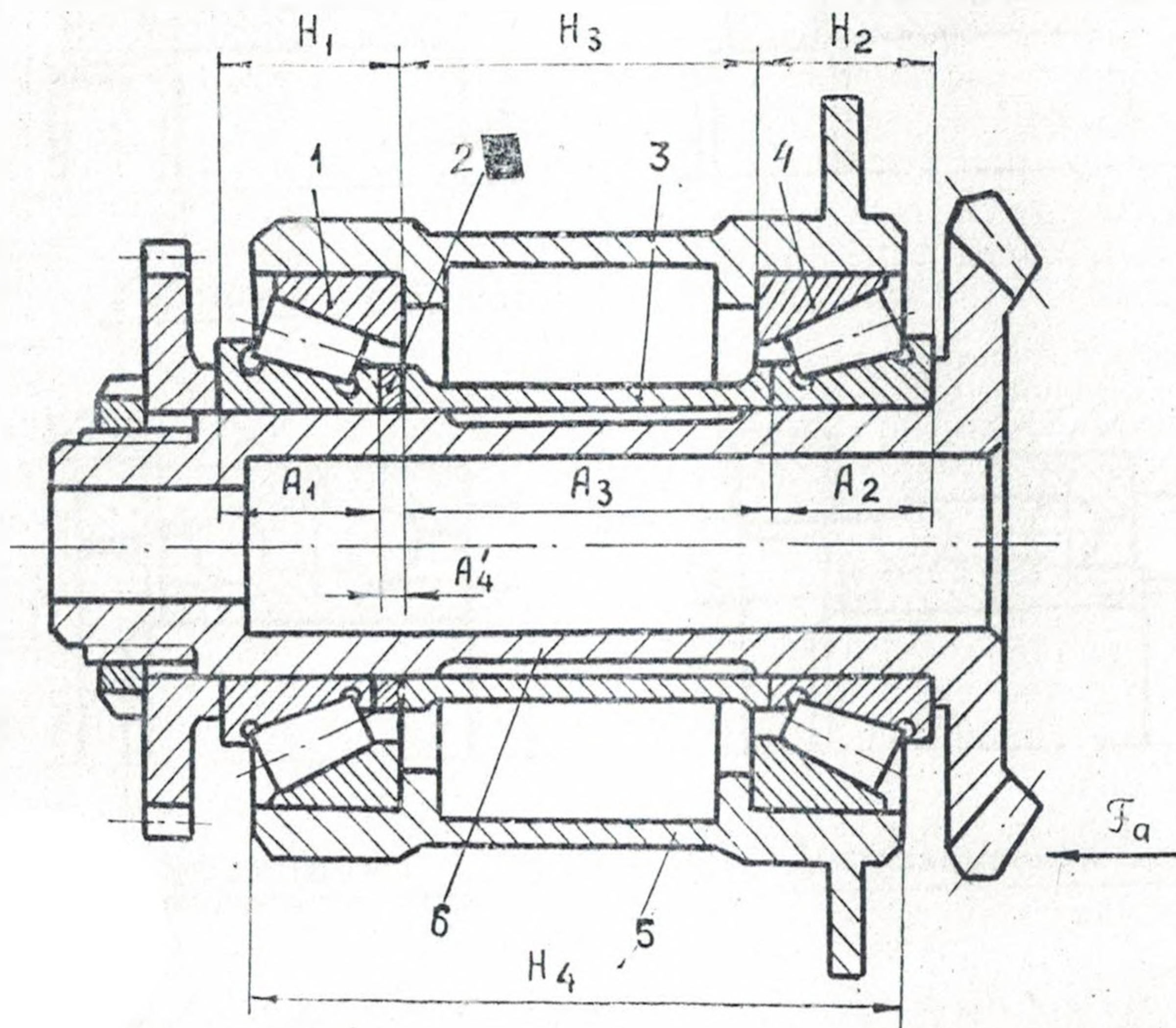


Рис. 1.2. Подшипниковый узел редуктора: 1, 4 — роликовые подшипники; 2 — регулировочное кольцо; 3 — дистанционная втулка; 5 — корпус; 6 — вал-шестерня

Будем считать, что корпус 5, дистанционная втулка 3, регулировочное кольцо 2 и вал 6 являются абсолютно жесткими, а деформация узла в осевом направлении происходит в результате податливости подшипников 1 и 4 в зоне контакта роликов с внутренними и наружными кольцами, а на подшипниковый узел действует только осевая нагрузка F_a .

Для лучшего понимания взаимосвязи между действующей внешней нагрузкой F_a и деформацией в узле заменим подшипники эквивалентными пружинами (рис. 1.3,а).

В результате затяжки гайки и выбора регламентированного зазора δ_0 пружины 1 и 2 оказываются нагруженными усилием предварительного натяга F_0 и имеют деформации, соответственно равные δ_1 и δ_2 . При этом (рис. 1.3,б)

Приложение внешней силы F_a (рис. 1.3,в) уменьшает нагрузку на подшипник 1 и увеличивает на подшипник 2. Деформация под-

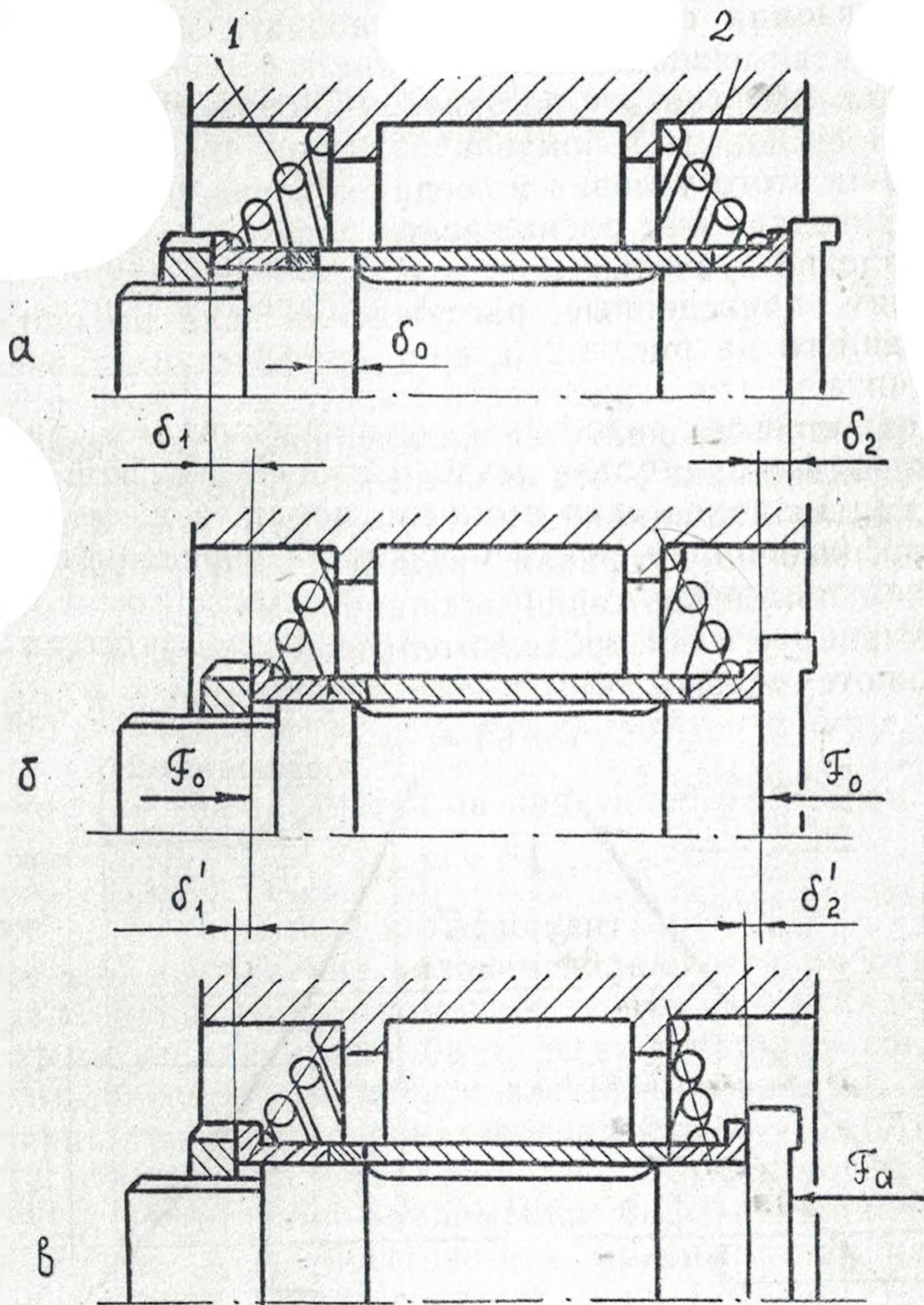


Рис. 1.3. Упрощенная схема подшипникового узла: а — расположение деталей до затяжки гайки; б — расположение деталей после затяжки гайки; в — расположение деталей после приложения внешней нагрузки

шипника 2 при этом возрастет на величину δ_2' , и подшипника 1 снизится на δ_1' . Полная деформация подшипников 1 и 2 будет соответственно:

$$\Delta_1 = \delta_1 - \delta_1';$$

$$\Delta_2 = \delta_2 + \delta_2'.$$

Очевидно, что деформации подшипников 1 и 2, являющиеся результатом действия внешней нагрузки, равны между собой, т. е.

$$\delta = \delta_1' = \delta_2'.$$

Рассматриваемая система будет работать нормально до тех пор, пока

$$\delta_1 - \delta_1' \geq 0.$$

При нарушении этого условия в соединении подшипника 1 появится зазор, приводящий к возможности перекоса оси вала и нарушению зацепления зубчатых колес.

Представим приведенные рассуждения для подшипникового узла, показанного на рис. 1.2, в виде графических зависимостей.

Будем считать, что зависимость между нагрузкой и деформацией для подшипников является нелинейной, а жесткости их различны. Для подшипника 1 эта зависимость определяется функцией $F_1 = \varphi(\delta_1)$, а для подшипника 2 — $F_2 = \varphi(\delta_2)$ (рис. 1.4). Направление оси абсцисс на графиках примем в соответствии с осевым перемещением при деформации подшипников.

Под действием усилия предварительного натяга F_0 оба подшипника оказываются «сжатыми» и имеют деформации δ_1 и δ_2 (рис. 1.4).

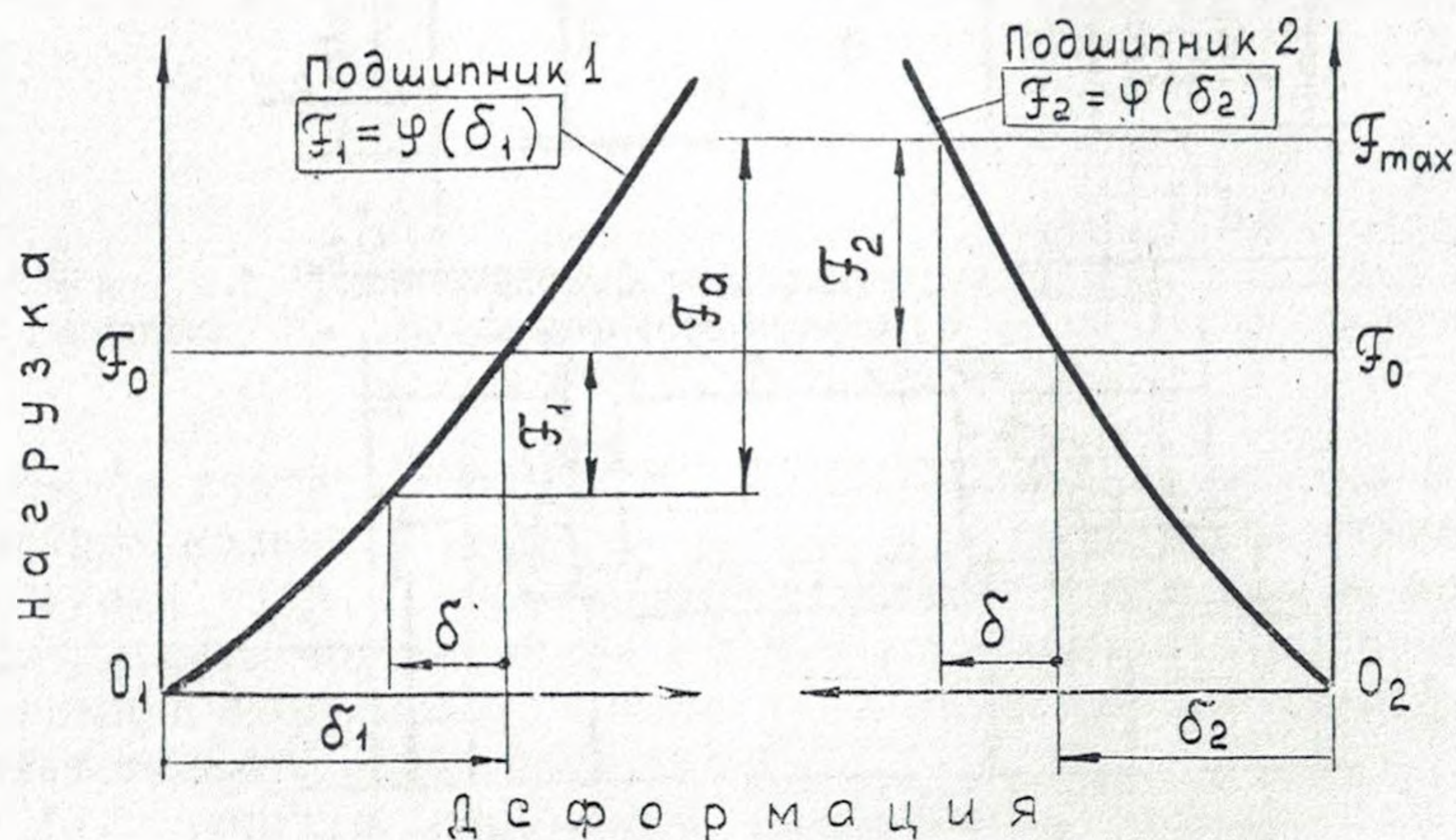


Рис. 1.4. Зависимости действующих нагрузок от деформаций подшипников

Приложение внешней нагрузки F_a сопровождается дополнительным «сжатием» подшипника 2 и «растяжением» подшипника 1 на величину δ . Нагрузка, приходящаяся на подшипник 2, возрастет на величину F_2 и будет

$$F_{\max} = F_0 + F_2.$$

Величина нагрузки на подшипнике 1 уменьшится на F_1 и составит

$$F = F_0 - F_1.$$

При этом $F_a = F_1 + F_2$.

Представленная графическая зависимость (рис. 1,4) показывает, что при наличии усилия предварительного натяга F_0 только часть внешней нагрузки F_a передается на каждый из подшипников узла. Причем величина передаваемой нагрузки пропорциональна жесткости подшипников.

Нормальная работа узла возможна до тех пор, пока

$$\delta_1 - \delta > 0$$

или

$$F_0 - F_1 > 0. \quad (1.1)$$

Этот вывод для реального подшипникового узла не содержит условия обеспечения надежности работы, которая характеризуется гарантированным отсутствием зазора в подшипнике 1 при действии максимальной внешней нагрузки F_{\max} на подшипник 2. Для этой цели необходимо создать такую величину предварительного натяга F_0 , которая обеспечивала бы при действии внешней нагрузки F_{\max} в подшипнике 1 остаточную силу

$$F_{\min} = F_0 - F_1.$$

величина которой определяется на практике уравнением

$$F_{\min} = \nu F_{\max}, \quad (1.2)$$

где $\nu = 0,1 \dots 0,2$ — опытный коэффициент.

Рассмотреть выполнение условия надежности работы подшипникового узла лучше всего с помощью диаграммы усилий (рис. 1.5).

Диаграмма усилий может быть легко построена совмещением графических зависимостей, представленных на рис. 1.4. Изображение ее начинается с построения зависимости $F_1 = \varphi(\delta_1)$ для подшипника 1 и нанесения на график (рис. 1.5) остаточной силы F_{\min} (отрезок АБ). Остаточная деформация $\delta_{1 \min}$ подшипника 1 соответствует отрезку O_1A . Фактическая максимальная нагрузка на подшипник 2 в этом случае составит (рис. 1.5)

$$F_{\text{расч}} = F_{\min} + F_{\max}.$$

или с учетом зависимости (1.2)

$$F_{\text{расч}} = (1 + \nu) \cdot F_{\max}. \quad (1.3)$$

Определение расстояния между упорными буртами корпуса

Для определения расстояния H_3 между упорными буртами корпуса необходимо (рис. 2.2):

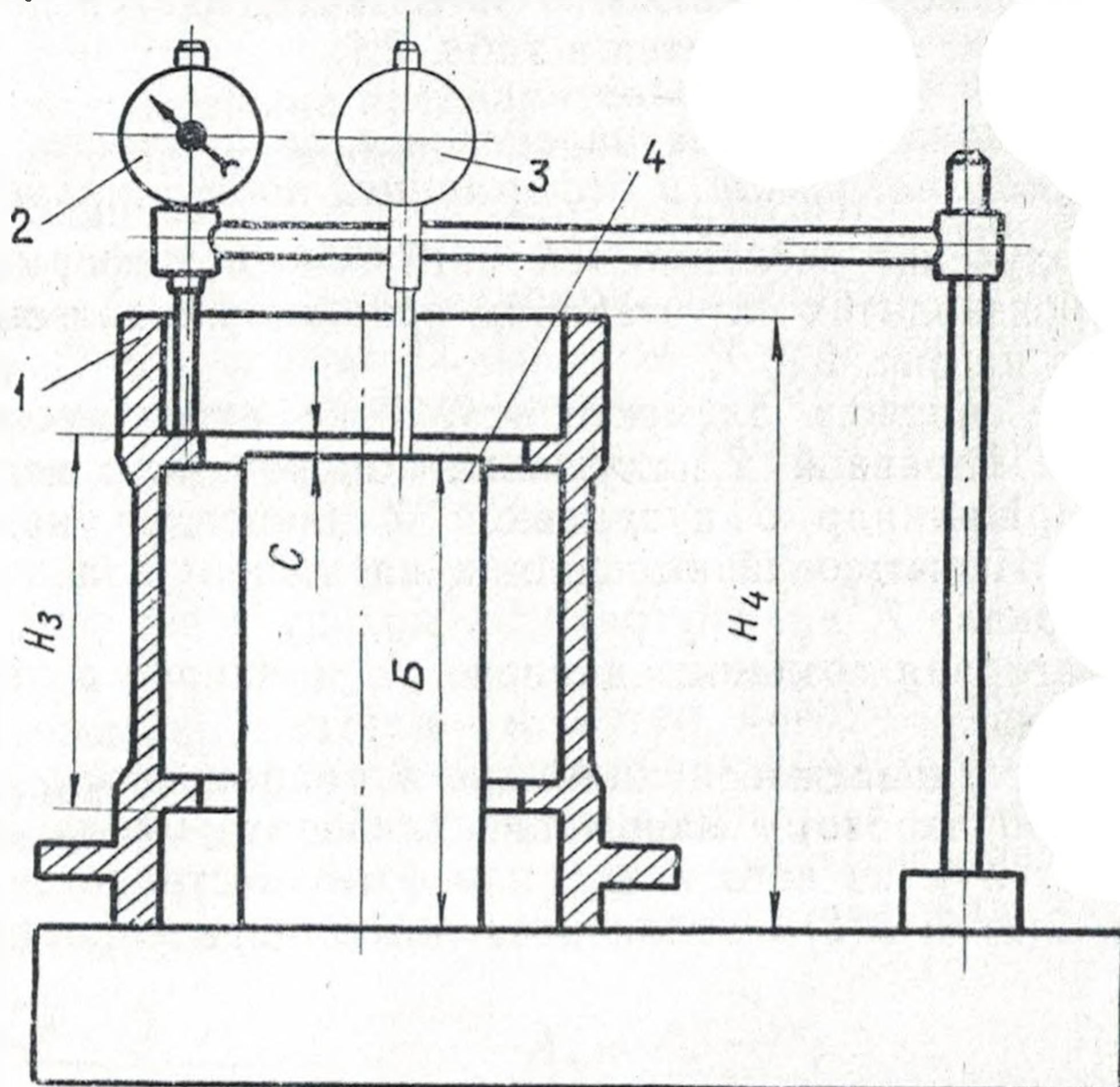


Рис. 2.2. Схема определения расстояния между упорными буртами: 1 — корпус; 2, 3 — положения индикатора; 4 — блок концевых мер

- 1) измерить высоту H_4 корпуса микрометром;
- 2) установить корпус фланцем на приспособление;
- 3) произвести настройку индикатора (положение 3) по блоку концевых мер 4, который имеет размер «Б», равный разности

$$B = H_4 - H_1; \quad (2.4)$$

4) подвести наконечник индикатора (положение 2) к упорному бурту подшипника и определить размер C_1 . Поворачивая корпус, повторить измерения в трех равномерно расположенных по окружности точках и вычислить среднее значение $C_{1\text{ср}}$;

5) установить корпус на приспособление фланцем вверх, повторить операции 2... 4 с вычислением значения $C_{2\text{ср}}$;

6) определить расстояние между упорными буртами корпуса по формуле

$$H_3 = 2B + (C_{1\text{ср}} + C_{2\text{ср}}) - H_4. \quad (2.5)$$

Полученный результат записать в табл. 2.1.

Остальные параметры размерной цепи определяются обмером деталей с помощью микрометров, а результаты заносятся в табл. 2.1. Размер замыкающего звена вычисляется по формуле (2.1), а результат записывается в табл. 2.1.

Экспериментальное определение зависимости между нагрузкой и деформацией подшипников

Получение зависимостей нагрузок от деформаций подшипников производится на установке, принципиальная схема которой показана на рис. 2.3.

В качестве силового элемента установки используется гидроцилиндр 5 с оправкой 7, служащей опорой для испытуемого подшипника. Цилиндр 5 с оправкой 7 закреплен на жестком основании 9. Испытуемый подшипник наружным кольцом монтируется на оправке 7, а к внутреннему кольцу через упорный буртик штока 6, благодаря созданию давления в цилиндре 5, прикладывается нагрузка.

Давление, создаваемое в цилиндре 5 гидропрессом 3, контролируется по образцовому манометру 4. Подача масла из бака 1 к гидропрессу 3 и из него в цилиндр 5 осуществляется кранами управления 2(1) и 2(2). Увеличение давления в полости цилинд-

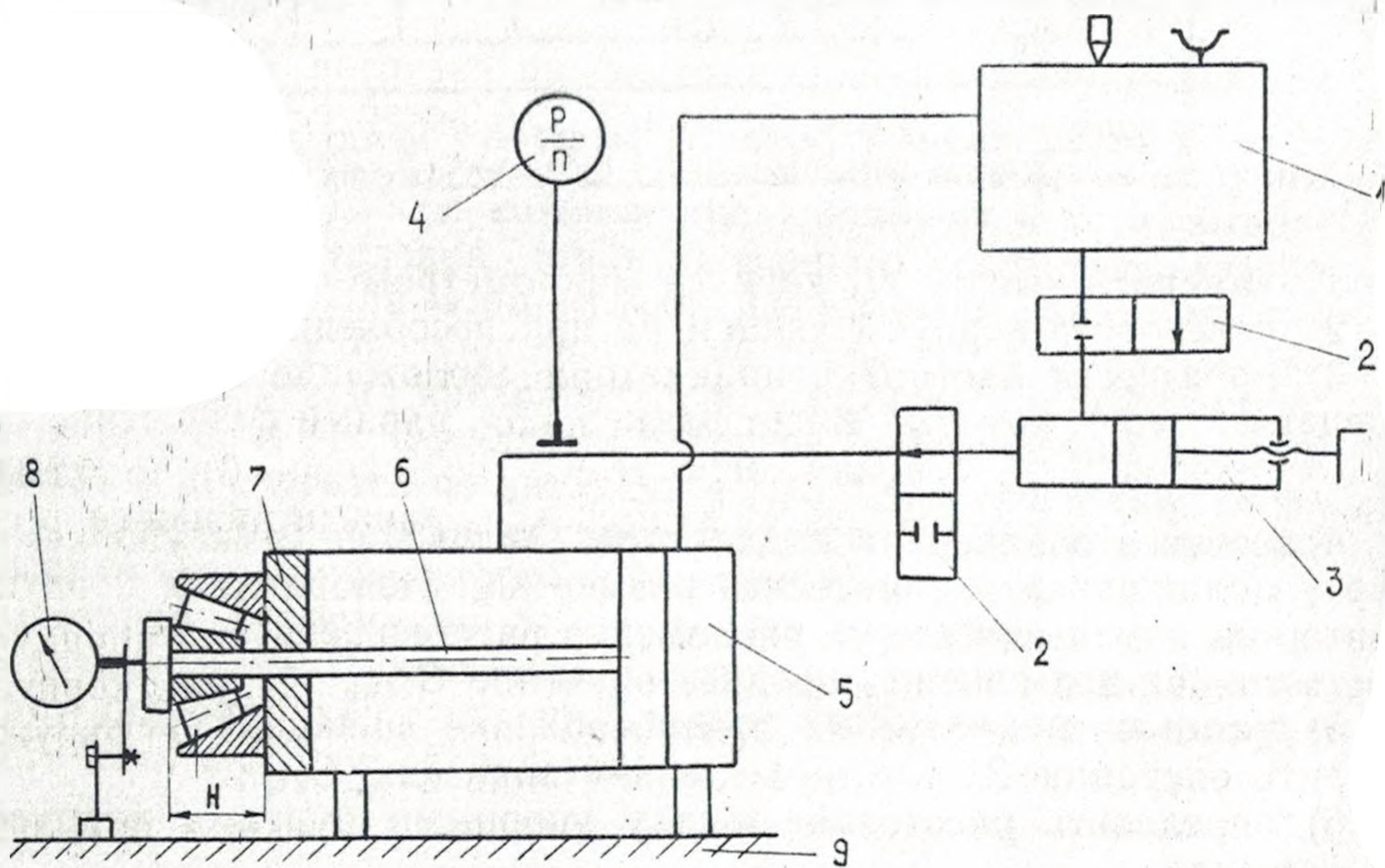


Рис. 2.3. Принципиальная схема установки для снятия характеристики $F = \varphi(\delta)$: 1 — бак; 2 — кран управления; 3 — гидропресс; 4 — манометр; 5 — гидроцилиндр; 6 — шток; 7 — оправка для подшипника; 8 — микронный индикатор; 9 — основание.

2. МЕТОДИКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ НЕОБХОДИМОГО УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА В ПОДШИПНИКОВОМ УЗЛЕ

Величина предварительного натяга подшипникового узла (рис. 1.2) обеспечивается путем подбора размера A_4 регулировочного кольца.

Для этого необходимо определить геометрические параметры размерной цепи, определяемой размерами звеньев относительно корпуса ($\sum H_i$) и вала ($\sum A_i$). Так как по величине звеньев равны, то размер замыкающего звена A_4' можно найти путем непосредственного обмера деталей узла. При этом размер замыкающего звена

$$A_4' = \sum_{i=1}^3 H_i - \sum_{i=1}^3 A_i. \quad (2.1)$$

Затем экспериментальным путем следует получить зависимости нагрузок от деформаций для обоих подшипников и на основе графоаналитического анализа определить их суммарную деформацию δ_0 (рис. 1.5), на которую следует уменьшить размер замыкающего звена A_4 . Толщина регулировочного кольца определится разностью

$$A_4 = A_4' - \delta_0. \quad (2.2)$$

Тогда после затяжки гайки в подшипниковом узле будет создана необходимая величина предварительного натяга.

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

Определение составляющих размерной цепи подшипникового узла производится измерением (рис. 1.2):

- монтажных высот H_1 и H_2 подшипников;
- расстояния H_3 между упорными буртами корпуса;
- высот A_1 и A_2 внутренних колец подшипников;
- длины A_3 дистанционной втулки.

Обмер деталей производится с помощью микрометров, магнитных стоек с индикаторами часового типа, комплекта концевых мер.

Определение монтажной высоты подшипников

Для определения монтажной высоты подшипников необходимо:

- 1) установить первый подшипник его наружным кольцом на приспособление (рис. 2.1);

2) произвести настройку индикатора по блоку концевых мер 4, который имеет размер «Б» несколько меньший, чем номинальный размер подшипника (положение 3);

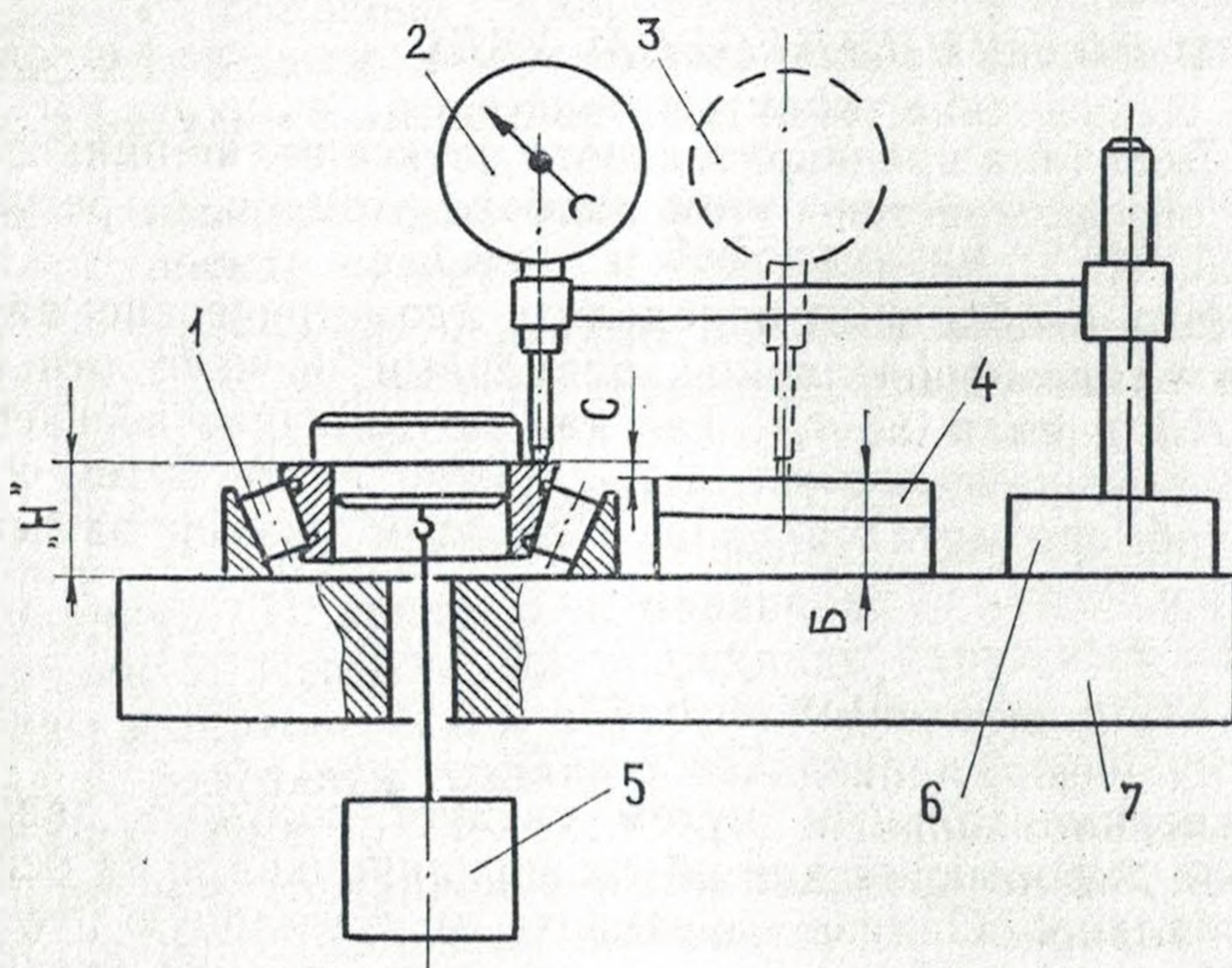


Рис. 2.1. Схема определения монтажной высоты подшипника: 1 — подшипник; 2, 3 — положения индикатора; 4 — блок концевых мер; 5 — груз; 6 — магнитная индикаторная стойка; 7 — опора приспособления

3) подвести наконечник индикатора (положение 2) к свободному торцу внутреннего кольца подшипника и определить размер «С». Поворачивая кольцо от руки, повторить измерение в трех равномерно расположенных по окружности точках.

Монтажная высота подшипника определяется равенством

$$H = B + C_{\text{ср}}, \quad (2.3)$$

где $C_{\text{ср}}$ — среднее значение измерений.

Операции 1...3 повторить для второго подшипника. Данные измерений занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1.

Параметры размерной цепи подшипникового узла

Измеряемые параметры, мм	H_1	H_2	H_3	ΣH	A_1	A_2	A_3	ΣA	A_4

ра 5 приводит к изменению монтажной высоты H подшипника за счет контактных деформаций роликов с беговыми дорожками колец.

Измеряя индикатором 8 изменение монтажной высоты H при различных давлениях в цилиндре 5, можно получить зависимость между нагрузкой и деформацией для испытуемого подшипника.

Методика проведения эксперимента

Для получения зависимости нагрузки от деформации подшипника необходимо:

1. Выбрать подшипниковый узел (по согласованию с преподавателем). Разобрать узел и произвести визуальный контроль подшипников. При контроле особое внимание обратить на наличие коррозии, риск и глубоких царапин, отпечатков и мелкой пыли на роликах и беговых дорожках, цветов побежалости и выбоин, сколов и трещин на роликах, внутренних и наружных кольцах и сепараторе.

Подшипники с дефектами к испытанию не допускаются!

2. Проверить подшипники на шум и легкость вращения, предварительно промыв их в бензине Б-70 с добавкой 6% масла МК-8.

Подшипники при быстром вращении наружного кольца от руки должны иметь ровный без заедания ход, сопровождаемый незначительным шумом.

3. Установить испытуемый подшипник на оправку 7 согласно схеме на рис. 2.3.

4. Установить индикатор 8 так, чтобы стрелка на малой шкале индикатора находилась на делении 0,7...0,9. Отрегулировать положение стрелки индикатора по большой шкале на «0». Ножка индикатора 8 должна располагаться строго по оси штока 6. (Операция выполняется в присутствии преподавателя).

5. Произвести нагружение подшипника вращением по часовой стрелке штурвала гидропресса 3. Нагрузку производить через интервалы, равные 1 МПа, до 9 МПа включительно. В конце каждого интервала нагрузки считывать показание индикатора 8. Показания манометра и индикатора записать в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2.2.

Характеристика нагрузок и деформаций подшипников

№ п/п	Давление, P , МПа	Нагрузка, F , кН	Деформация, δ , мкм	
			подшипник 1	подшипник 2
0	0	0	0	0
1	1,0			
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
10	9,0			

6. Снять нагрузку с подшипника вращением против часовой стрелки штурвала гидропресса 3 и произвести демонтаж испытуемого подшипника.

Повторить операции 3...6 для второго подшипника.

7. Показания манометра 4, зная площадь поршня цилиндра 5 ($S = 38,2 \text{ см}^2$), представить в виде нагрузки для каждого интервала измерения. Данные внести в таблицу отчета (табл. 2.2).

3. ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

При проведении экспериментальных работ первоочередной задачей является установление функциональной взаимосвязи между исследуемыми параметрами (нагрузкой и деформацией подшипника). Одним из ее показателей служит подсчитанный по экспериментальным данным коэффициент корреляции:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{(m-1) S_x S_y}, \quad (3.1)$$

где m — объем выборки;

x_i и y_i — текущие значения аргумента и функции;

$$\bar{x} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m x_i; \quad \bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_i \quad \text{— выборочное среднее арифметическое для аргумента и функции;}$$

$$\left. \begin{aligned} S_x &= \sqrt{\frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})^2} \\ S_y &= \sqrt{\frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (y_i - \bar{y})^2} \end{aligned} \right\} \text{— выборочная дисперсия для аргумента и функции.}$$

Коэффициент корреляции r изменяется от $+1$ до -1 . При возрастании аргумента если значение функции увеличивается — r положителен, а если уменьшается — r отрицателен.

В случае отсутствия функциональной взаимосвязи между параметрами коэффициент корреляции равен нулю.

Стремление коэффициента корреляции к единице свидетельствует о близости функциональной взаимосвязи к строгой линейной зависимости.

На практике коэффициент корреляции никогда не бывает равен нулю или единице. В случае слабой ($r < 0,3$) или умеренной взаимосвязи ($r = 0,3 \dots 0,7$) возникает необходимость проверки значи-

мости отличия коэффициента корреляции от нуля, что осуществляется с помощью критерия Стьюдента:

$$T_{\text{наб}} = \frac{r \sqrt{m-2}}{\sqrt{1-r^2}} \quad (3.2)$$

Полученная величина $T_{\text{наб}}$ сравнивается с табличным T_{τ} (табл. 3.1) значением, определенным при уровне надежности $P = 0,95$ и числе степеней свободы $f = m - 2$. Если выполняется условие

$$T_{\text{наб}} > T_{\tau}, \quad (3.3)$$

то коэффициент корреляции значительно отличается от нуля, а между рассматриваемыми параметрами существует функциональная взаимосвязь.

Следующим этапом обработки экспериментальных данных является выяснение точных количественных характеристик, отражающих взаимосвязь функции и аргумента. Эта задача решается с помощью регрессионного анализа.

Наиболее просто представить уравнение регрессии в виде полинома

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_n x^n.$$

Суть регрессионного анализа заключается в определении неизвестных коэффициентов $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$, в основе его заложен метод наименьших квадратов (МНК).

Для нашей конкретной задачи зависимость нагрузки от деформации для узла с роликовыми подшипниками подчиняется линейному закону. Тогда уравнение регрессии будет иметь вид:

$$y = a + bx. \quad (3.4)$$

МНК позволяет определить коэффициенты уравнения регрессии по формулам:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^m y_i \sum_{i=1}^m x_i^2 - \sum_{i=1}^m y_i x_i \sum_{i=1}^m y_i}{m \sum_{i=1}^m x_i^2 - (\sum_{i=1}^m x_i)^2}, \quad (3.5)$$

$$b = \frac{m \sum_{i=1}^m y_i x_i - \sum_{i=1}^m y_i \sum_{i=1}^m x_i}{m \sum_{i=1}^m x_i^2 - (\sum_{i=1}^m x_i)^2}. \quad (3.6)$$

В случае рассмотрения аналогичной задачи для узла с шариковыми подшипниками в качестве уравнения регрессии лучше использовать полином второй степени.

Применение методов статистической обработки экспериментальных данных связано с объемными вычислениями. Поэтому для обработки данных составлена специальная программа применительно к ЭВМ «Электроника ДЗ-28».

С целью сокращения времени ввода и удобства использования программа обработки экспериментальных данных записана на магнитной ленте кассеты МК-60. Программой предусмотрено определение коэффициентов, когда в качестве уравнений регрессии выбраны полиномы первой и второй степени.

3.1. ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ УСИЛИЙ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

Для построения диаграммы усилий необходимо:

1. На миллиметровой бумаге построить координатную сетку графиков $F = \varphi(\delta)$ для подшипников (рис. 3.1) и на них нанести экспериментальные точки в соответствии с данными табл. 2.2.

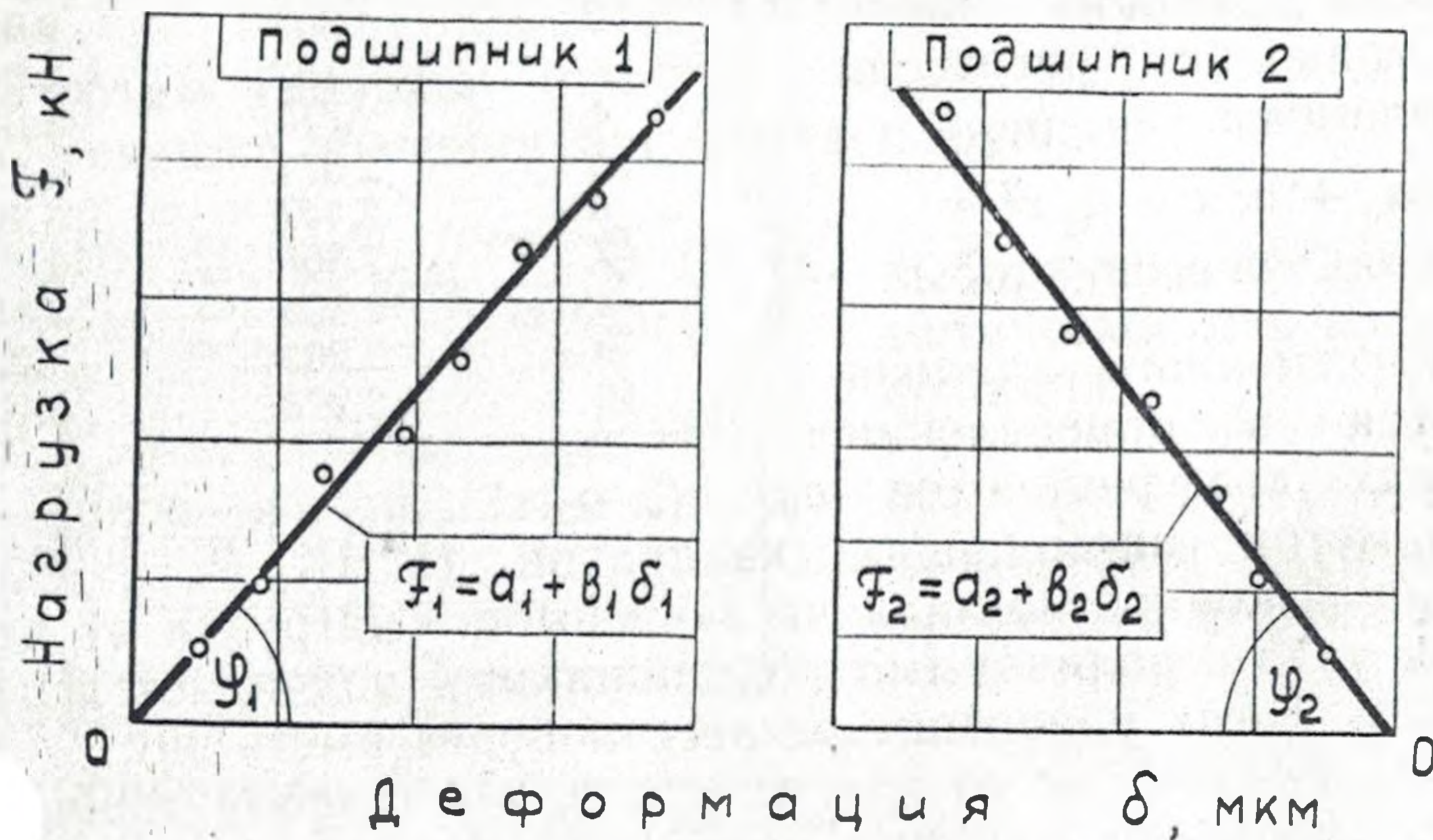


Рис. 3.1. Экспериментальная зависимость нагрузок от деформаций подшипников

2. Руководствуясь методическими указаниями по обработке экспериментальных данных на ЭВМ «Электроника ДЗ-28» произвести:

ввод программы в запоминающее устройство ЭВМ;

статистическую обработку экспериментальных данных последовательно для одного и другого подшипников. Значения коэффициента корреляции, вычисленного критерия Стьюдента, коэффициентов уравнений регрессии записать в таблицу отчета (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Результаты обработки экспериментальных данных

Подшипник	Расчетные параметры					$F_i = a_i + b_i \delta_i$
	r	$T_{\text{наб}}$	T_T	a_i	b_i	
1						$F_1 = a_1 + b_1 \delta_1$ (3.7)
2						$F_2 = a_2 + b_2 \delta_2$ (3.8)

3. Определить по табл. 3.1 значение критерия Стьюдента T_T , записать в табл. 3.2 и проверить условие (3.3) для обоих подшипников.

4. Записать уравнения регрессии с вычисленными коэффициентами и построить их на графиках (рис. 3.1).

5. Построить координатную сетку диаграммы усилий (рис. 3.2) и нанести на нее экспериментальную характеристику (3.7),

6. Отложить по оси ординат последовательно отрезки, равные F_{min} и F_{max} (рис. 3.2). Приняв в уравнениях (1.2) и (1.3) $\gamma = 0,2$, а $F_{\text{max}} = 15,6$ кН, на диаграмме получим точки К и Е. Причем точке К соответствует нагрузка $0,2 F_{\text{max}}$, а точке Е — $1,2 F_{\text{max}}$.

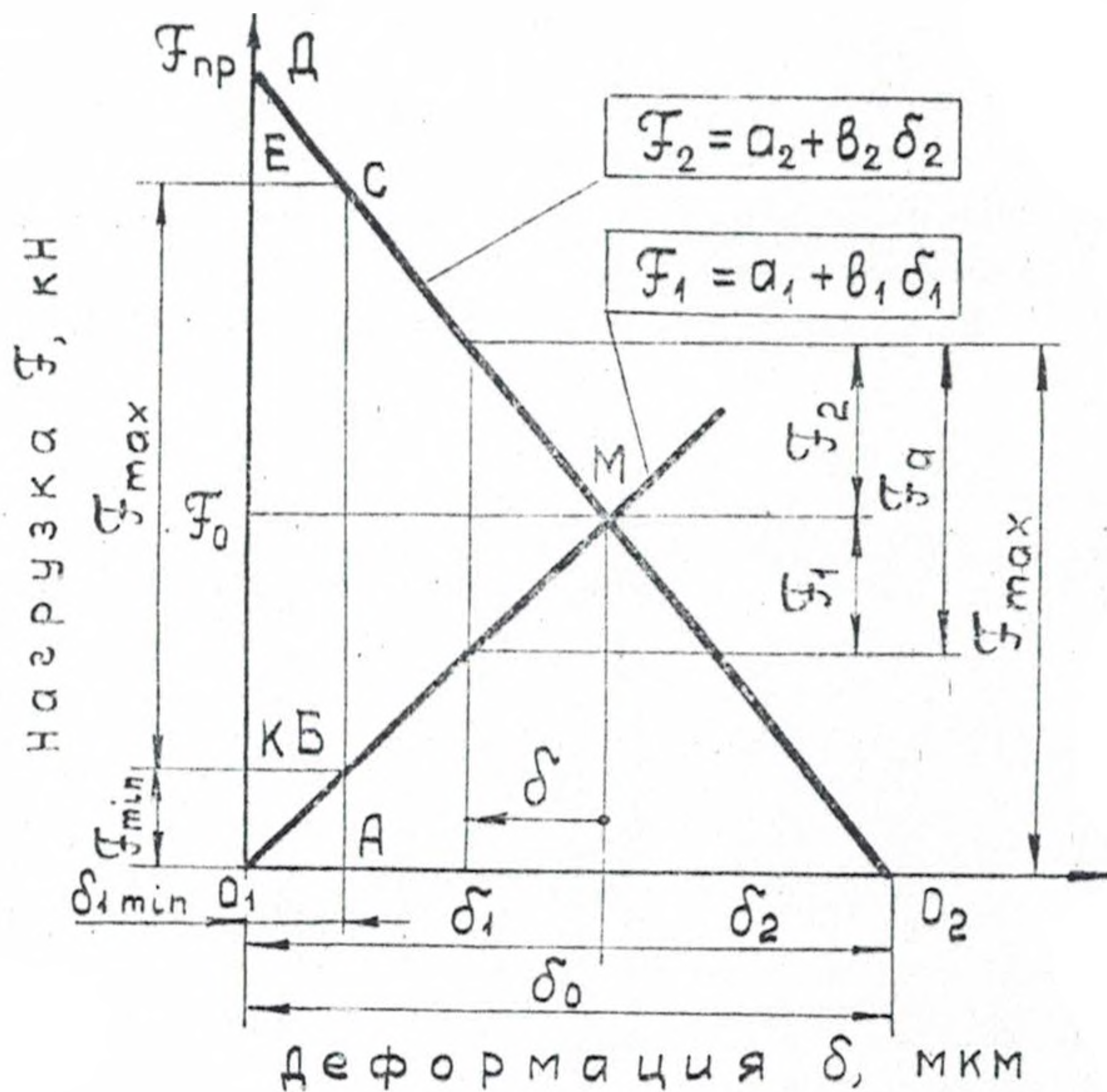


Рис. 3.2. Экспериментальная диаграмма усилий в подшипниковом узле

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Краткие сведения о способах создания усилия предварительного натяга в высоконагруженных подшипниковых узлах.
2. Результаты обмера подшипникового узла.
3. Экспериментальные характеристики подшипников и диаграммы усилий.
4. Расчет толщины регулировочного кольца.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 279 с.
2. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 1978. — 352 с.
3. Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие в 3 кн. — М.: Машиностроение, 1977, 360 с., кн. 2.
4. Шубин С. И. Основы программирования на специализированном вычислительном устройстве «Электроника ДЗ-28»: Методические указания. — Куйбышев: КуАИ, 1983, 43 с.
5. Сборка и монтаж изделий машиностроения: Справочник. В 2 т. / Под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. — М.: Машиностроение, 1983, т. 1, 480 с.

Составители: *Александр Иванович Данильченко,*
Дмитрий Валентинович Каршин

**СБОРКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ
ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА
ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА**

Редактор Т. К. Кретинина
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор Т. И. Пайкина

Сдано в набор
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Печать высокая. Гарнитура литературная.
Усл. п. л. 1,2. Уч.-изд. л. 1,0. Т. 500 экз.
Заказ 1150. Бесплатно.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт им. академика С. П. Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Тип. ЭОЗ КуАИ, г. Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.