

**РАЗБОР КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА**

Для лучшего уяснения целесообразности конструктивных форм, взаимодействия деталей и способов обслуживания передачи в процессе работы, ниже в виде вопросов и ответов на них разобрана конструкция конического одноступенчатого редуктора с муфтой, сальником и шкивом.

Учащемуся рекомендуется сначала отвечать на поставленные вопросы самостоятельно, а затем уже знакомиться с ответами.

**В о п р о с ы**

*Горизонтальный вал и подшипниковый узел*

1. На участке сопряжения подшипника качения 47 с валом (рис. 7.28) показана посадка не  $A/H$  по ОСТ 1012, а  $A_n/H_n$  (на чертеже —  $H_n$ )\*, устанавливаемая особым ГОСТ 3325—55.

Напряженная посадка  $A/H$  является, как известно, одной из переходных от посадок с гарантированным натягом (посадки:  $Gr$ ,  $Pr$  и  $Pl$ ) к посадкам с гарантированным зазором (посадки:  $C$ ,  $D$ ,  $X$ ,  $L$  и  $Ш$ ; в посадке  $C$  зазор может и не быть, но не может быть и натяга). В посадке  $A/H$ , так же как и во всех переходных посадках ( $G$ ,  $T$ ,  $H$  и  $P$ ), возможно получение и зазора и натяга ([11], стр. 22).

Может ли в посадке  $A_n/H_n$  получиться зазор?

2. Почему диаметр участка вала под подшипником 54 принят большим диаметром вала под подшипником 47?

3. Для распорной трубки 50 назначена посадка  $X_3/V_3$ . Почему в системе вала и почему 3-й класс точности?

4. Почему на участках вала под ступицей шкива и следующей за шкивом распорной трубкой и перед буртом на двух участках вала показаны разные посадки?

5. Предусмотрено ли какое-либо устройство, препятствующее провертыванию наружных колец подшипников относительно охватывающих их деталей — подшипника 54 относительно стакана, а подшипника 47 относительно распорной трубки 49, упирающейся в наружное кольцо подшипника 54?

6. Не лишает ли сила трения на поверхности соприкосновения наружного кольца подшипника 54 с распорной трубкой 49 наружное кольцо возможности поворачиваться с течением времени на небольшие углы?

7. Что представляет собой гайка 40 и как она завинчивается?

8. Возможны ли в изображенной на чертеже конструкции осевые перемещения относительно вала связанных с ним деталей?

9. Действуют ли на вал силы, стремящиеся сместить его в осевом направлении?

10. Возможно ли осевое перемещение вала вместе с сидящими на нем деталями вправо или влево?

11. Какие участки вала испытывают напряжение кручения?

12. На каком участке вала крутящий момент больше — на охватываемом шкивом или шестерней?

13. Если крутящие моменты одинаковы, то чем же объясняется разница в диаметрах этих участков — 25 и 28 мм?

14. Какой вид имеет поперечное сечение призматической шпонки, показанной на чертеже?

\* Индексом «п» помечены посадки, относящиеся к подшипникам качения

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
12	$l_1, l_2$	Определяют так же, как и аналогичные размеры $H_1, H_2$ в конструкции рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 12)
13	$\Delta$	См. табл. 7.8, п. 13
14	$H, H_1$	Глубина основания и высота стойки корпуса редуктора. $H \approx 0,5D_{ш} + 2,25m + (10 \div 15)$ мм. $D_{ш}$ — диаметр шестерни, определяемый расчетом; $H_1$ определяют конструктивно
15	$D_1, D_3, D_{23}$	Диаметры подшипников и наружный диаметр стакана вертикального вала. Верхний более нагруженный подшипник диаметром $D_4$ подбирают по каталогу в зависимости от коэффициента работоспособности и посадочного диаметра вала. Менее нагруженный нижний подшипник диаметром $D_3$ выбирают (в рассматриваемой конструкции) из той же серии, но на номер больше, что обеспечивает свободу его перемещения по валу к месту сопряжения и возможность передачи через него осевых нагрузок корпусу редуктора. $D_{23} = D_4 + 2\delta_2$ , $\delta_2$ — толщина стакана. Определение см. в п. 9
16	$D_5, D_7$	Диаметр резьбы крышки с прорезью и центрального прилива основания редуктора. Крышку подбирают по диаметру $D_6$ (в табл. 10.16 размер $D_6$ обозначен через $d_1$ ). $D_6 \approx D_4$ ; $D_7 = D_5 + 2\delta$
17	$D_{10}, D_{11}, D_{13}, D_{14}, D_{15}, D_{17}, D_{18}$	Диаметры стойки. $D_{10} \approx D_9 + (10 \div 20)$ мм, $D_9$ — диаметр муфты (наружный диаметр распорной трубки). Определяют расчетом и округляют по ГОСТ 8732—58 (табл. 15.5), так как трубку (дет. 3, рис. 14.9) изготовляют из бесшовной трубы; $D_{11} \approx D_{10} + 2\delta$ ; $D_{13} \approx D_{12} + 10$ мм, $D_{12}$ — диаметр корпуса сальника, определяемый по ОН 12—30—61 (табл. 15.14). $D_{14} \approx D_{13} + 2\delta$ (округляют по ГОСТ 6636—60 и табл. 15.15); $D_{15} \approx D_{14} + 2x$ ( $x$ — см. п. 5); $D_{17} \approx D_{14} + 2K$ ; $D_{18} \approx D_{16} + 2(\delta + K_1)$ , $D_{16}$ — диаметр центрирующего выступа корпуса редуктора (определяют конструктивно и округляют по ГОСТ 6636—60)
18	$D_e, D_{19}, D_{20}, D_{21}$	Диаметры зубчатого колеса, основания и крышки редуктора. $D_e$ — см. табл. 7.2, п. 6. $D_{19} = D_e + 2,5\delta$ ; $D_{20} = D_{18} + 2(\delta + K_2)$ ; $D_{21} = D_{20}$
19	$l_{13}$	Расстояние между осями приливов под грузовые винты. Определяют конструктивно
20	$c_2$	Скосы отверстий. Определяют по данным УЗТМ (табл. 13.2)
21	$R_1, r_1, x_1$	Радиусы закруглений в литых деталях и литейные уклоны. Определяют по РТМ 12—60, НКМЗ, УЗТМ (см. приложение П I.2 и П I.4)
22	$l_4, l_5$	Расстояния до кромок проема стойки. Определяют конструктивно из условий удобства монтажа и демонтажа муфты (см. рис. 7.28) и периодического подтягивания гаек шпилек 32 нажимной втулки сальника. Можно принимать $l_4 \approx (0,5 \div 1) h_7$ , $h_7$ — высота корпуса сальника по ОН 12—30—61 (табл. 15.15); $l_5 \approx h_1 + y + (15 \div 20)$ мм, $h_1$ и $y$ см. п. 6 и 5
23	$r, c_1$	Размеры ребер (см. приложение П I.3)
24	$a_1, b_1$	См. табл. 13.6, п.13
25	$D_{24}$	См. табл. 13.7, п. 13

Примечание. Наружную (в плоскости разреза) образующую стойки проводят через точки  $B$  и  $A$  диаметрами  $D_{14}$  и  $D_{11}$ , а внутреннюю — параллельно ей через точку  $B$  диаметром  $D_{16}$ .

Таблица 7.10

**Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров основания, крышки и стойки конического одноступенчатого зубчатого редуктора (рис. 7.30 и 7.31)**

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	$L$	Конусное расстояние. Определяют расчетом (см. главу XVII, стр. 129)
2	$\delta, \delta_1$	Толщины стенок основания и крышки. $\delta = 0,025L + 5$ мм; $\delta_1 = (0,8 \div 0,85)\delta$
3	$d, d_1, d_2, d_3$	Диаметры болтов. $d = 0,035L + 12$ мм; $d_1 = 0,75d$ ; $d_2 = 0,5d$ ; $d_3 = d - (4 \div 6)$ мм. Полученные значения округляют по ГОСТ 7796—62
4	$a, b, R_0, D_0$	См. табл. 7.8, п. 4
5	$x, y$	См. табл. 7.8, п. 5
6	$h, h_1, h_2, K, K_1, K_2$	См. табл. 7.8, п. 6
7	$d_0$	См. табл. 7.8, п. 7
8	$D, D_8, D_1, d_4$	Диаметры крышек по ГОСТ 11641—65 (табл. 10.13)
9	$D_{22}, s, D_2$	Диаметр подшипников, толщина стенки и наружный диаметр стакана горизонтального вала. Левый более нагруженный подшипник диаметром $D_{22}$ выбирают по стандарту (в рассматриваемой конструкции по ГОСТ 8338—57, табл. 10.2) в зависимости от коэффициента работоспособности и посадочного диаметра вала. Для свободного перемещения левого подшипника по валу правый подшипник выбирают на номер меньше из той же серии. $s = 0,1d_B + (3 \div 5)$ мм, где $d_B$ — расчетный диаметр вала; $D_2 = D_{22} + 2s$ выравнивают по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.1)
10	$d_8, d_5, h_5, D_0$	Определяют так же, как и аналогичные размеры ( $d_5, d_4, h_7, D_0$ и $b_1$ ) в конструкции рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 10)
11	$l, h_3, h_6$	Расстояния между осями болтов подшипников и высота прилива и бобышки (см. сечение $A-A$ , вид $B$ ). $l \approx D_2 + d_0 + 10$ мм. Высоту $h_3$ прилива получают конструктивно таким образом, чтобы верхняя его плоскость пересеклась с поверхностью цилиндра диаметром $D$ на расстоянии $a$ от оси болта $d_1$ ; $h_6$ определяют конструктивно

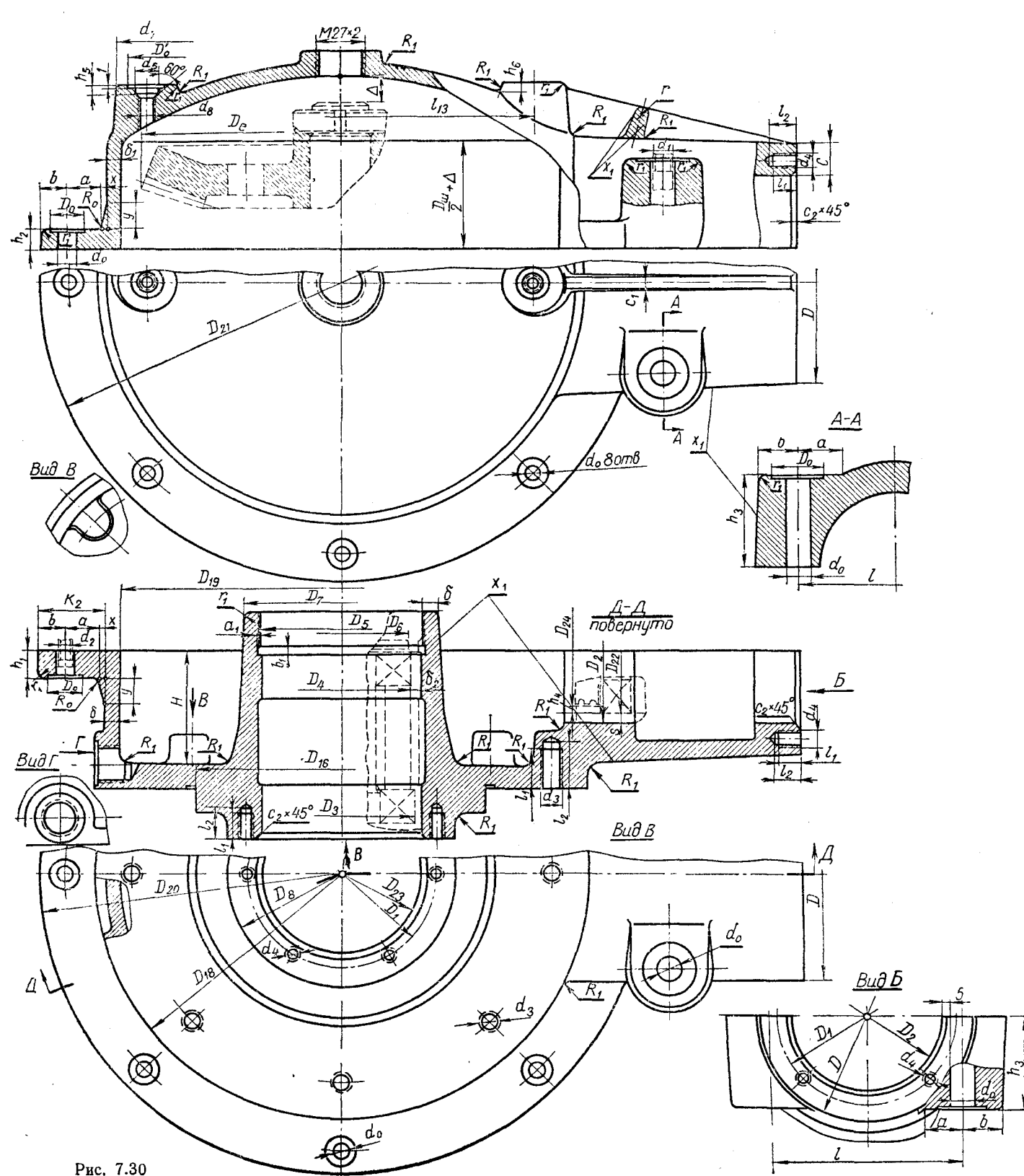


Рис. 7.30

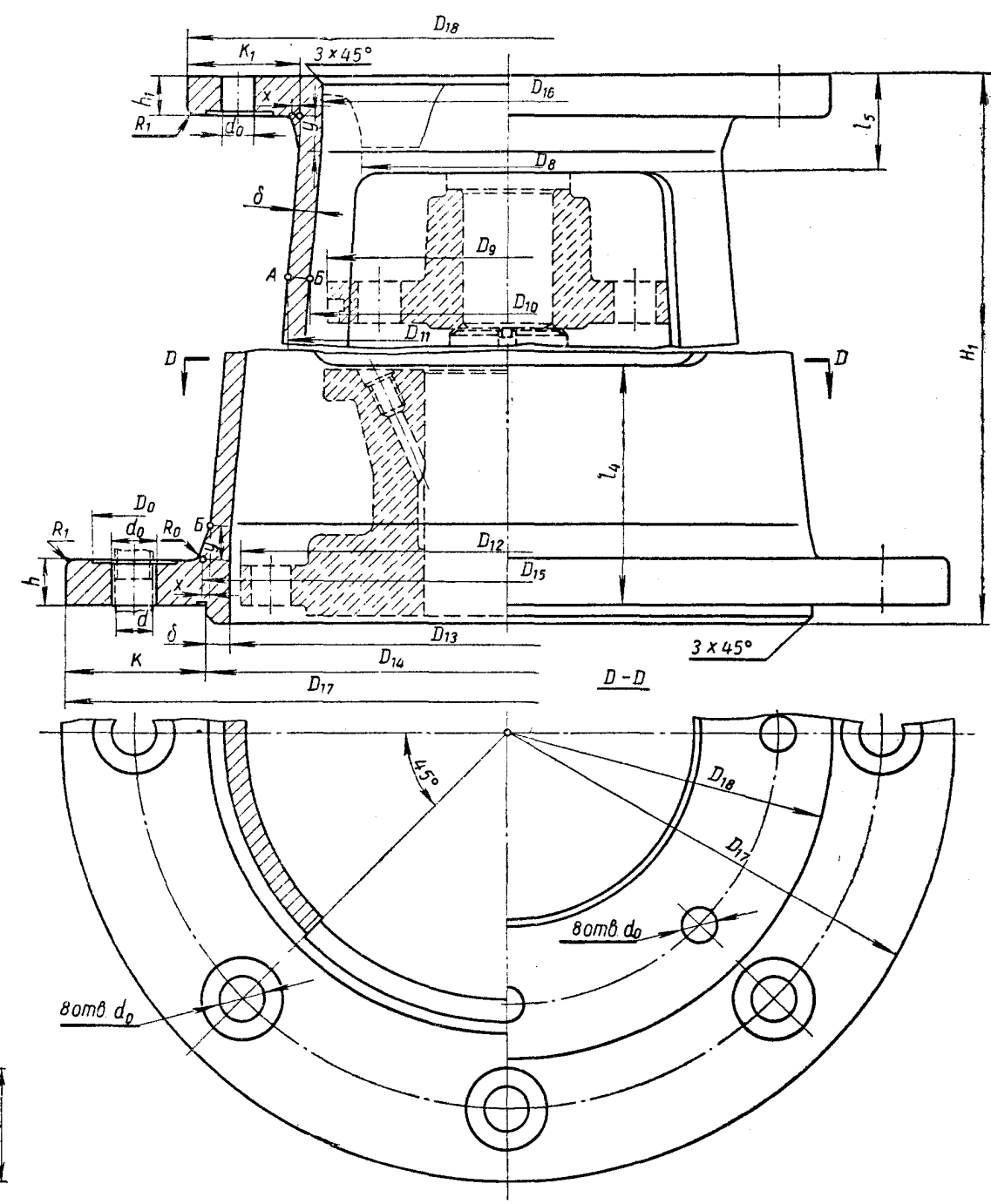


Рис. 7.31

15. На какие виды напряжений принято проверять размеры призматической шпонки и какую площадь шпонки при этом принимают в расчет?

16. В каком шпоночном соединении напряжение смятия больше: на левом или на правом конце вала?

17. Какие виды напряжений принимают во внимание при проверочном расчете вала?

18. Какие силы создают действующие на вал изгибающие моменты и где считают приложенными действующие на вал в радиальном направлении активные и реактивные силы?

19. На какие напряжения вала, кроме указанных в ответе 17, можно еще указать?

20. Для чего предусмотрены выточки: у закраины фланца стакана 48, на распорной трубке 49 и на валу — левее шкива 41 и подшипников 47 и 54?

21. Как осуществляется смазка подшипников?

22. Каково назначение войлочного кольца 45 в крышке и жировых канавок в мазеудерживающем кольце, расположенном слева от подшипника 54?

23. Как вставить на место войлочное кольцо?

24. Как производится сборка вала с относящимися к нему деталями и установка их на место, а также остальных деталей подшипникового узла?

#### Подшипники

25. Какого типа подшипники изображены на чертеже и воспринимают ли они при работе редуктора осевые усилия?

26. Что нужно сделать, чтобы заменить износившиеся подшипники новыми?

#### Шкив

27. Почему внутренняя поверхность обода и наружная поверхность ступицы показаны коническими?

28. Если на ободке шкива усилие, создающее передаваемый момент (окружное усилие), равно  $P$ , то какую силу надо принимать во внимание при расчете шпонки?

29. Как напряжены спицы при работе редуктора?

30. Какой вид имеет поперечное сечение спицы?

31. Почему сечение спицы увеличивается по направлению от обода к ступице?

32. Как направлена длинная ось поперечного сечения спицы — по движению или перпендикулярно к направлению движения?

33. Почему было бы неправильно расположить поперечное сечение спицы короткой осью по направлению движения?

34. С какой силой шкив давит на вал и в каком направлении?

35. Можно ли изменить диаметр шкива, не изменяя угловой скорости и передаваемой им мощности?

36. Как отразилось бы изменение диаметра шкива на размерах шпонки?

37. Как отразилось бы увеличение диаметра шкива на остальных размерах шкива?

38. Как отразилось бы увеличение диаметра шкива на напряжениях, которые принимались во внимание при проверочном расчете вала?

39. Как отразилось бы увеличение диаметра шкива на условиях работы подшипников и размерах подшипникового узла?

40. Для чего на правой стороне шкива предусмотрен привинченный к ступице шкива предохранительный колпак 42?

#### Шестерня

41. Какое из двух находящихся в зацеплении зубчатых колес называется шестерней?

42. Можно ли, пользуясь только чертежом, определить число зубьев шестерни?

43. Где при расчете считают приложенным и как направлено окружное усилие на шестерне?

44. Как направлены и чему равны силы, действующие со стороны шестерни на вал?

#### Вертикальный вал

45. Для крепежных гаек стандартами установлена нормальная высота, равная приблизительно 0,8 наружного диаметра резьбы (шпильки, болта). Почему и у верхней 63 и у нижней 20 гаек высота меньшая?

46. Каково назначение тонкой расположенной под гайкой 63 шайбы 60?

47. Какие силы действуют на вал и какие из них стремятся сдвинуть вал в осевом направлении?

48. Чему равны силы, действующие на вал со стороны зубчатого колеса в радиальном и осевом направлениях?

49. Какие детали воспринимают силы, действующие на вал в радиальном направлении, снизу и сверху?

50. На каком валу передаваемый момент больше — на горизонтальном или на вертикальном?

#### Подшипники

51. Почему подшипник 5 не может воспринимать осевую нагрузку?

52. Какой из двух подшипников нагружен большей радиальной силой?

53. Изменяются ли условия работы подшипников, если поменять расстояние между ними?

54. Какими данными надо располагать для определения коэффициента работоспособности нижнего подшипника?

#### Зубчатое колесо

55. Для чего на диске, соединяющем обод со ступицей, предусмотрены небольшие круглые отверстия?

#### Муфта

56. Почему необходима муфта и каково ее назначение?

57. Чем достигается соосность соединяемых муфтой валов?

58. Что препятствует провертыванию обеих полумуфт относительно расположенной между ними трубки 19?

59. Какие виды напряжений принимают во внимание при расчете шпилек муфты?

60. Как выполняется проектировочный расчет шпильки муфты?

61. Почему предусмотрены шпильки с двумя гайками, а не болты с головками?

62. Какие поверхности деталей муфты обработаны режущими инструментами?

63. Какие гайки предусмотрены на шпильках муфты?

64. Как монтируют муфту?

#### Сальник

65. Можно ли обойтись без сальника, предусмотрев в крышке аппарата очень точно выполненное отверстие для пропуска вала?

66. Из каких деталей состоит сальник?

67. Для чего у смазочного кольца предусмотрены отверстия с резьбой?

68. Для чего у шпилек предусмотрены пояски без резьбы?

69. Как определить величину силы, возникающей при работе аппарата и стремящейся отбросить корпус сальника вверх?

70. То же, по отношению к силе, стремящейся отбросить вверх набивку и нажимную втулку.

71. Для чего между корпусом сальника 25 и плитой 24 оставлен зазор?

#### Крышка, корпус и стойка редуктора

72. Почему предусмотрена крышка шаровой формы, а не плоская?

73. Для чего в центральной части крышки предусмотрено небольшое утолщение?

74. Из каких деталей состоит отдушина и каково ее назначение?

75. Какие поверхности крышки обработаны режущими инструментами после отливки?

76. Для чего в крышке и основании редуктора предусмотрены углубления около стаканов 34 и 48?

77. Почему нижний подшипник вертикального вала упирается в крышку 12, а не в закраину корпуса?

78. Для чего предусмотрен вырез (окно) в конической части стойки?

79. Какие поверхности нижней части стойки обработаны?

80. Для чего на стойке 55 предусмотрен круговой выступ, входящий в плиту 24?

81. Под действием каких сил и моментов находится корпус редуктора во время работы?

82. Как воздействует равнодействующая натяжений горизонтально расположенных ветвей ремня на стойку 55 в плоскости ее стыка с плитой 24?

83. Что произойдет, если, не изменяя мощности, пустить в работу редуктор при вдвое увеличенной или вдвое уменьшенной угловой скорости горизонтального (а следовательно, и вертикального) вала? Как изменятся условия работы ременной передачи, валов, подшипников, зубчатой передачи?

#### О т в е т ы

1. Обратившись к ГОСТ 3325—55 ([2], т. II, 1966, стр. 29, табл. 34), находим наибольший возможный внутренний диаметр подшипника 47 — 30,000 мм, наименьший возможный диаметр

вала 30,002 мм. Следовательно, зазора не может получиться.

В обыкновенной посадке 30А/Н: действительный диаметр отверстия находится в пределах 30,023—30,000, а диаметр вала 30,017—30,002 по ОСТ 1012 ([2], т. II, 1966, стр. 11, табл. 6). Следовательно, возможны: наибольший натяг 30,000—30,017 = -0,017 мм и зазор 30,023—30,002 = +0,021 мм.

2. Может по конструктивным соображениям: чтобы подшипник 54 при монтаже свободно проходил через участок вала, предназначенный для подшипника 47.

3. Номинальный диаметр участка вала под распорную трубку меньшим диаметра предыдущего участка принять нельзя, так как номинальный внутренний диаметр трубки не может быть меньшим номинального диаметра предыдущего участка, иначе трубку нельзя было бы довести до места. Но приняв номинальные диаметры обоих участков одинаковыми, необходимо позаботиться о том, чтобы действительный диаметр трубки был больше действительного диаметра участка вала под правый подшипник. Это достигается при посадке в системе вала.

При посадке в системе отверстия наименьший возможный внутренний диаметр трубки — 30,000 мм ([2], т. II, 1966, стр. 11, табл. 6), а наибольший возможный диаметр вала под подшипник 47 — 30,017 мм ([2], т. II, 1966, стр. 29, табл. 34).

При посадке в системе вала наименьший возможный внутренний диаметр трубки (посадка  $X_3/B_3$ ) равен 30,025 ([2], т. II, 1960, стр. 19, табл. 19).

3-й класс точности потому, что в особо точной посадке распорной трубки 50 необходимости нет. Однако большой разницы между внутренним диаметром трубки и диаметром вала допускать не следует: если трубка прижмется одной стороной к валу, то другая ее сторона отойдет на некоторое расстояние. Ось трубки при этом не будет совпадать с осью вала, вследствие чего центр тяжести всей вращающейся системы не будет совпадать с осью вала. Получится так называемый дебаланс. При несовпадении центра тяжести всей вращающейся системы с осью вращения возникает, как известно, центробежная сила, которую при расчете устройств, подобных рассматриваемому, во внимание обычно не принимают.

4. По соображениям аналогичным, изложенным в ответе на вопрос 3.

5. Наоборот, предусмотрена возможность такого провертывания: невращающиеся наружные кольца сопрягаются с охватываемыми их деталями по посадке  $C_n/B_n$  (на чертеже  $C_n$ ), в которой натяги не могут получиться. Так как направление силы, действующей на подшипник, почти не меняется, то износ подшипника происходит медленнее, если наружное кольцо провертывается на очень малые углы через значительные промежутки времени.

6. Сила трения на поверхности соприкосновения наружного кольца подшипника с распорной трубкой весьма незначительна или равна нулю. Сборку подшипникового узла производят так, чтобы распорная трубка 49 только плотно прилегала к кольцу подшипника 54, но не нажимала на него. Для этого между прижимной крышкой и фланцем стакана 48 предусмотрен набор тонких стальных прокладок 46.

7. Боковая поверхность гайки цилиндрическая. На гайке имеются продольные канавки, в которые вводят крючок ключа при ее завинчивании.

8. Невозможны, так как все сидящие на валу детали прижаты к бурту вала установочными гайками.

9. Зубчатое колесо действует на шестерню с силой, направленной параллельно оси вала слева направо. В таком же направлении шестерня действует на вал.

10. При силе, действующей на вал слева направо, бурт вала стремится сместить внутреннее кольцо подшипника 54, кольцо — шарики, шарики — наружное кольцо, упирающееся в распорную трубку 49. Распорная трубка упирается в крышку, прикрепленную к корпусу редуктора болтами. Следовательно, при силе, направленной вправо, вал удерживается от смещения резьбой в корпусе редуктора, в который ввинчены болты. При случайной силе, направленной влево, внутреннее кольцо подшипника 54 через шарики стремится сместить наружное кольцо, которое левой торцевой поверхностью упирается в закраину стакана. Следовательно, и при силе (случайной), направленной влево, вал задерживается от смещения корпусом редуктора.

11. Все, за исключением находящихся между концами вала и шпонками.

12. Величина передаваемого момента зависит от передаваемой мощности и угловой скорости. Угловые скорости на обоих участках одинаковы, мощности (если пренебречь незначительными потерями на трение в подшипниках) также можно считать одинаковыми.

13. Наименьший диаметр правого участка (под шкивом) принят равным расчетному. Влево от этого участка диаметры увеличивают по конструктивным соображениям (см. ответ на вопрос 2) и в соответствии с размерами внутренних колец подшипников (в данной конструкции по ГОСТ 8338—57).

Под шестерню вал должен быть обточен до наибольшего возможного диаметра, чтобы образовалась достаточная торцовая поверхность бурта для прижатия к ней шестерни при достаточном расстоянии от дна паза канавки под шпонку до впадины между зубьями у меньшего основания начального конуса. Целесообразность увеличения диаметра вала под шестерней очевидна, так как при этом, во-первых, увеличенная жесткость (сопротивляемость скручиванию) вала благоприятно сказывается на равномерном распределении нагрузок по длине зуба консольно посаженной шестерни и, следовательно, на ее долговечности и, во-вторых, уменьшается работа по obtачиванию заготовки вала.

14. Прямоугольник шириной  $b$  и высотой  $h$  мм.

15. Обычно только на смятие. Площадь смятия равна  $(l - b)K$ , где  $(l - b)$  и  $K$  — рабочая длина шпонки и глубина шпоночного паза в ступице детали.

16. На левом в  $\frac{\sigma_{0\text{ см1}}}{\sigma_{0\text{ см2}}} = \frac{2M_K d_2 l_{p2} K_2}{2M_K d_1 l_{p1} K_1} = \frac{2,5 \cdot 3,7 \cdot 0,3}{2,8 \cdot 2,7 \cdot 0,3} = 1,22$  раза (напряжение смятия в шпоночном соединении определяют отношением действующей на него силы  $\frac{2M_K}{d}$  на площадь смятия), где  $l_{p1} = 2,7$  см,  $l_{p2} = 3,7$  см и  $K_1 = K_2 = 0,3$  см — рабочая длина шпонок и глубина шпоночного паза; определены по рис. 7.28 и табл. 6.1;  $d_1 = 2,8$  см и  $d_2 = 2,5$  см — диаметры вала.

\* Крутящие моменты с оговоркой в ответе на вопрос 13 на правом и левом концах вала равны между собой.

17. Напряжения от изгиба, кручения и сжатия.

18. Активные со стороны шкива и шестерни и реактивные со стороны подшипников, действующие в сечениях, делящих пополам длины: ступицы шкива, зуба шестерни и внутренних колец подшипников качения.

19. Можно указать на незначительные, не принимаемые в расчет, напряжения растяжения, возникающие по обе стороны бурта при затягивании гаек.

20. Для выхода шлифовального круга с обрабатываемых поверхностей.

21. Густой смазкой, закладываемой при монтаже и пополняемой при техническом осмотре или капитальном ремонте.

22. Изолировать подшипники от пыли (возможно абразивной) в окружающем пространстве и от жидкой смазки, а вместе с ней и случайных твердых частичек в корпусе.

23. Предварительно разрезанное на две части и смоченное в масле войлочное кольцо помещают в предназначенную для него в крышке выточку, после чего кольцо поджимают прижимной шайбой, закрепляемой винтами 44.

24. Работа производится в следующем порядке;

а) на вал надевают мазеудерживающее кольцо до упора в бурт;

б) до отказа надевают подшипник 54;

в) надевают распорную трубку 50;

г) вал вставляют в стакан 48 до упора в его закраину наружного кольца подшипника 54;

д) в стакан вставляют распорную трубку 49 до упора в наружное кольцо подшипника 54;

е) на вал до отказа надевают подшипник 47;

ж) регулируют нажатие распорной трубки 49 на наружное кольцо подшипника 54, для чего фланцы стакана и прижимной крышки временно соединяют двумя болтами, а чтобы крышка только плотно прилегала к трубке и не нажимала на нее со значительной силой, между фланцами стакана и крышки помещают регулировочную прокладку (набор тонких стальных пластинок) 46;

з) регулировочную прокладку (также набор тонких стальных пластинок) надевают на левый конец вала;

и) в левый конец вала вставляют шпонку;

к) надевают шестерню 56;

л) внутренний зуб стопорной шайбы вводят в продольную канавку на участке вала с резьбой и шайбу подают к шестерне;

м) шестерню прижимают к бурту установочной гайкой с конической фаской;

н) стакан помещают в предназначенную для него полость корпуса 9 редуктора;

о) регулируют зубчатое зацепление, увеличивая или уменьшая толщину регулировочной прокладки между фланцем стакана и торцом прилива корпуса редуктора;

п) один из наружных зубьев шайбы подгибают в канавку гайки;

р) устанавливают крышку 2 и соединяют ее (болтами 8 и 51) с корпусом редуктора (соосность всех болтовых отверстий достигается при помощи двух конических штифтов, не показанных на чертеже);

с) крышку со стаканом 48 и прокладкой (набором) 46 привертывают болтами к крышке и корпусу редуктора;

т) на место вставляют войлочное кольцо 45;

у) в вал вставляют шпонку 38;

ф) надвигают шкив 41 или 43;

х) на вал надевают стопорную шайбу с внутренним зубом, введенным в канавку на валу;

ц) все детали на валу зажимают установочной гайкой 40;

ч) наружный зуб стопорной шайбы подгибают в одну из канавок на гайке;

ш) на ступицу шкива надевают и привертывают винтами предохранительный колпак.

25. Шарикоподшипники радиальные однорядные. В изображенной на чертеже конструкции незначительную осевую нагрузку (см. ответ на вопрос 44) воспринимает только левый подшипник.

26. Для этого нужно демонтировать подшипниковый узел:

а) снять крышку 2 редуктора, предварительно удалив болты 8 и 51;

б) вывинтить и удалить болты крышки;

в) вынуть из корпуса вал вместе со стаканом 48, шестерней 56, шкивом 41 (43) и всеми другими деталями;

г) снять шкив, предварительно удалив предохранительный колпак, стопорную шайбу и установочную гайку 40 с правого конца вала;

д) вынуть из вала шпонку 38;

е) снять подшипниковую крышку;

ж) снять шестерню, предварительно удалив стопорную шайбу и установочную гайку с левого конца вала;

з) вывести из стакана вал со всеми деталями;

и) уперев трубу в мазеудерживающее кольцо; ударами молотка по правому торцу вала через деревянную подкладку сдвинуть все связанные с валом детали с занимаемых ими мест.

При таком демонтаже детали не будут повреждены и их можно будет использовать для монтажа новых подшипников.

27. Это так называемые литейные уклоны. При конических поверхностях модель легче извлекается из земляной формы без повреждения поверхности последней.

28. Силу  $P$ , умноженную на отношение диаметра шкива к диаметру вала.

29. На изгиб.

30. Эллипсовидное (но не эллипс).

31. Для приближения формы спицы к форме тела равного сопротивления изгибу.

32. По движению.

33. В таком случае момент сопротивления спицы изгибу получился бы значительно меньшим. В выражение момента сопротивления расстояние по оси, параллельной силе, создающей изгибающий момент, входит в квадрате, а расстояние по оси, перпендикулярной к ней, — в первой степени. Кроме того, при короткой оси, направленной по движению, сопротивление воздуха вращению шкива было бы большим.

34. С силой, равной равнодействующей натяжений ветвей ремня, по линии действия равнодействующей.

35. При уменьшении диаметров ведомого (т. е. изображенного на чертеже), а значит (при данном передаточном числе), и ведущего (т. е. меньшего на электродвигателе) шкивов одновременно с ростом окружного усилия  $P = M_k : 0,5D$  падает сила трения  $F = S_2 (e^{f\alpha} - 1)$  (уменьшается угол  $\alpha$  обхвата меньшего шкива ремнем) и при определенном в данной

передаче первоначальном натяжении  $S_0$  уменьшается натяжение ведомой ветви ремня  $S_2 = S_0 - 0,5P$ ; в результате возможно буксование ремня по шкиву в большей степени на плоском шкиве и в меньшей на клиновом с фиктивным коэффициентом трения  $f' = f : \sin \gamma$ , который для стандартных ремней больше обычного в 2,9—3,4 раза.

Кроме того, значительно уменьшается прочность ремня на выносливость, так как с уменьшением диаметра ведущего шкива, если угловая скорость и мощность остаются неизменными, увеличиваются напряжения изгиба в ремне.

36. Никак не отразилось бы: действующая на шпонку сила от диаметра шкива не зависит — она равна скручивающему моменту, деленному на радиус вала.

37. Окружное усилие, равное отношению передаваемого момента к радиусу шкива, уменьшилось бы, а это повлекло бы за собой уменьшение или числа ремней или поперечного сечения их. Поэтому обод шкива претерпел бы изменение. Изменились бы ширина и толщина спиц на оси вала и у обода.

38. Напряжение на кручение, зависящее только от величины крутящего момента и диаметра вала, осталось бы без изменения. Напряжение на изгиб вследствие уменьшения натяжения ремней уменьшилось бы.

39. Радиальные нагрузки подшипников уменьшились бы. При переработке проекта расстояние между подшипниками могло бы быть уменьшено.

40. Без такого предохранительного колпака вращающаяся на конце вала гайка 40 и выступающая нарезанная часть вала могли бы представлять опасность при обслуживании.

41. Меньшее.

42. Число зубьев равно отношению диаметра к модулю.

По чертежу можно определить и диаметр, и модуль, равный высоте головки зуба.

43. На среднем диаметре начального конуса. Направлено перпендикулярно к плоскости чертежа.

44. В радиальном направлении сила равна  $P \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \delta_{\text{ш}}}$ , в осевом —  $P \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_{\text{ш}}$ , где  $P$  — окружное усилие,  $\alpha$  — угол зацепления и  $\delta_{\text{ш}}$  — половина угла при вершине начального конуса.

45. Потому что каждая из этих гаек не подвергается действию такой осевой силы, какую следует принимать во внимание при определении высоты крепежной гайки с таким же диаметром резьбы.

46. Предохранять гайку от саморазвинчивания. У шайбы имеется внутренний зуб, которым она входит в канавку на валу, поэтому шайба не может повернуться относительно вала. Наружный зуб шайбы подгибают в одну из канавок гайки, вследствие чего делается невозможным поворот гайки относительно шайбы, а следовательно, и вала.

47. Радиальные и осевые. В радиальном направлении шестерня давит на колесо, а колесо — на вал. В осевом — а) силы, направленные вверх: силы, действующие со стороны шестерни на колесо и со стороны колеса на вал; сила, создаваемая давлением вещества в аппарате на торцовую поверхность вала, равная произведению давления на величину этой поверхности; б) силы, направленные книзу: сила тяжести вала и сидящих на нем деталей и сила тяжести мешалки; реактивная сила со сто-

роны размещаемого вещества на мешалку (при лопастной мешалке эта сила равна нулю).

48. В радиальном направлении действует сила  $P \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \sin^2 \delta_{\text{ш}}}$ , а в осевом  $P \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_{\text{ш}}$ ;  $P$ ,  $\alpha$  и  $\delta_{\text{ш}}$  — см. ответ на вопрос 44.

49. В радиальном направлении — непосредственно подшипники, а в конечном счете корпус редуктора.

Снизу — внутреннее кольцо нижнего подшипника, шарики, наружное кольцо, распорная трубка 34 и корпус редуктора.

Сверху — также внутреннее кольцо нижнего подшипника, шарики, наружное кольцо, крышка 12, болты и корпус редуктора.

50. На вертикальном, так как угловая его скорость меньше, а мощности приблизительно одинаковы.

51. Потому что наружное кольцо в осевом направлении ничем не удерживается, а может свободно скользить вверх и вниз.

52. Верхний, в чем легко убедиться, построив эпюру изгибающих моментов.

53. Изменяется величины реактивных радиальных сил, так как будут другими плечи.

54. Для подбора шарикоподшипника радиального однорядного используют следующую эмпирическую формулу:

$$C = (Rk_k + mA) k_\delta k_T (\omega t)^{0,3}.$$

Для определения коэффициента работоспособности  $C$  надо располагать значениями входящих в формулу величин. Так как внутреннее кольцо вращается и температура в изображенном на чертеже устройстве обычно не превышает  $100^\circ \text{C}$ , то  $k_k = 1$  и  $k_T = 1$ . Приняв во внимание назначение изображенного устройства и конструкцию подшипника, можно, пользуясь справочником, установить величины коэффициентов  $k_\delta$  и  $m$ .

Осевую силу  $A$  подсчитывают в соответствии с ответом на вопрос 44, а величину опорной реакции  $R$  определяют исходя из условия равновесия вала, составленного после расчета зубчатой передачи, и конструктивного оформления колеса и подшипникового узла, в ходе которого выявляются расстояния между линиями действия внешних сил.

55. Быстро вращающаяся шестерня разбрызгивает масло, которое, попадая на верхнюю поверхность колеса непосредственно или каплями с крышки редуктора, накапливалось бы на колесе без таких отверстий. Кроме того, при токарной обработке поковки отверстия дают возможность привернуть поковку к планшайбе токарного станка.

56. Без нее было бы неудобно монтировать и транспортировать редуктор, из которого торчал бы длинный вал. Муфта должна обеспечить соосность валов, т. е. расположение осей валов на одной прямой линии, и исключить возможность вращения одного вала относительно другого.

57. Соосными наружными цилиндрическими поверхностями обеих полумуфт и охватывающими их соосными внутренними поверхностями распорной трубки 19, которая зажата между полумуфтами.

58. Силы трения в стыке (на торцовых поверхностях соприкосновения распорной трубки 19 с полумуфтами), возникающие при затягивании шпилек 18.

59. Затянутая при монтаже шпилька муфты испытывает напряжения растяжения и скручивания. Проектировочный

расчет ведут на растяжение, а скручивание учитывают понижением (в среднем на 30%) допускаемого напряжения материала шпильки.

60. При определении расчетного сечения шпильки муфты  $\frac{\pi d_1^2}{4}$  ( $d_1$  — внутренний диаметр шпильки) по соотношению (см. учебник [11], стр. 60, пример)

$$Q = \frac{M_k K}{R_{тр} f z} = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p \leq [Q],$$

где  $Q$  — сила, приходящаяся на одну шпильку;  
 $M_k$  — передаваемый муфтой момент;  
 $K$  и  $f$  — коэффициенты запаса сцепления и трения в стыке;  
 $z$  — число шпилек муфты;  
 $R_{тр}$  — радиус трения;  
 $[\sigma]_p$  и  $[Q]$  — допускаемое напряжение и допускаемая нагрузка для материала шпильки, возникает два затруднения: до определения диаметра шпильки  $d$  не могут быть выявлены допускаемое напряжение (разные значения для шпилек с различными диаметрами, см. учебник [11], стр. 58, график рис. 32) и радиус трения (зависит от  $m$ , рис. 14.9, поверхности фланца муфты под торец гайки).

Оба затруднения преодолевают так: задавшись предварительно диаметром  $d$  шпильки, определяют: а) допускаемую нагрузку  $[Q] = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p$  ( $d_1$  — по ГОСТ 8724—58, табл. 1.2 и  $[\sigma]_p$  — по учебнику [11], стр. 60, табл. 5) и б) радиус трения  $R_{тр} = 0,5 (d_{ст} + m) + r$  ( $d_{ст}$ ,  $m$  и  $r$  — по табл. 14.2, п. 5, 7 и 8;  $r$  в табл. 14.2 обозначено через  $r_1$ ), а затем, выбрав значения  $K$  и  $f$  — по учебнику [11], стр. 60, пример и  $z$  — по табл. 14.1, определяют  $Q$  и проверяют, является ли такая шпилька подходящей.

Проверку считают удовлетворительной, если для наименьшей из выбранных шпилек соблюдается соотношение

$$Q \leq [Q].$$

61. Потому что шпильку с двумя гайками можно вставлять в отверстия при монтаже с любой стороны (подробно см. ответ на вопрос 64).

62. В каждой полумуфте поверхности соприкосновения с валом и гайками, цилиндрическая и плоская поверхности соприкосновения с распорной трубкой, поверхности отверстий для шпилек. В трубке плоские — торцовые и цилиндрические внутренние поверхности (обработка средней части внутренней поверхности грубее, чем на концах).

63. Гайки нормальной точности по ГОСТ 5915—62. В качестве замка применена пружинная шайба 17.

64. Редуктор с привернутой к его основанию стойкой, а к валу 13 полумуфтой 14 и вставленными в отверстия полумуфты шпильками 18 с шайбами 17 и гайками 16 опускают на приваренную к крышке аппарата плиту 24; шпильки при этом вводят в отверстия нижней полумуфты, на которую перед этим надвинута распорная трубка 19. После этого навинчивают нижние гайки и все гайки затягивают.

65. Диаметр вала и диаметр отверстия в крышке аппарата для пропуска через него вала не могут быть абсолютно одинаковыми, так как с абсолютной точностью ничто не может быть обработано. Следовательно, между валом и крышкой получится одно из двух — зазор или натяг. Ни то, ни другое недопустимо.

66. Корпус сальника 25, нажимная втулка 30, кольцо упорное 23, кольцо смазочное 29, набивка 22, шпильки 32 с гайками, сжимающими набивку, шпильки 28 с гайками, прикрепляющими корпус сальника 25 к плите 24, приваренной к крышке аппарата.

67. Эти отверстия предназначены для ввинчивания в них тонких стержней, с помощью которых кольца извлекают из корпуса сальника при замене набивки.

68. Поясок на шпильке отделяет резьбу под гайку от резьбы для ввинчивания в деталь и позволяет достичь неразъемности соединения шпильки и детали, так как шпильку ввинчивают со значительной силой до самого пояска (так ее показывают и на чертеже).

69. Сила равна давлению в аппарате, умноженному на разность площадей круга с диаметром, равным внутреннему диаметру прокладки 21, и круга с диаметром, равным диаметру вала в месте уплотнения. При практических расчетах внутренний диаметр прокладки в соответствии с нормами Госгортехнадзора увеличивают на две трети ее ширины.

70. Сила равна давлению в аппарате, умноженному на разность площадей круга диаметром, равным наружному диаметру нажимной втулки, и круга диаметром, равным диаметру вала.

71. Для того чтобы при затягивании гаек можно было сжимать прокладку 21.

72. Тонкие плоские стенки после отливки при остывании коробятся, шаровые этому не подвержены. Можно предусмотреть и плоскую стенку, но для предупреждения коробления ее надо укреплять ребрами, а это утяжелит конструкцию.

73. Чтобы подлежащую обработке резанием поверхность отделить от остальной, не подлежащей такой обработке. Кроме того, небольшое утолщение в этом месте дает возможность ввернуть всю нарезанную часть корпуса отдушины.

74. Отдушина состоит из корпуса, крышки, сетки и кольца. Так как в корпусе редуктора выделяется тепло, то отдушина, сообщая внутреннюю полость корпуса редуктора с окружающей средой, препятствует появлению в нем избыточного давления и последующему выдавливанию смазки из подшипниковых узлов.

75. Обрабатывают плоскую поверхность соприкосновения с основанием редуктора, семь цилиндрических и семь плоских поверхностей под болты 8 и гайки 6, две цилиндрические и две плоские поверхности под болты 51 и гайки 53, две цилиндрические и одна плоская поверхности под стакан 48, одну плоскую и одну цилиндрическую поверхности для корпуса отдушины 62, цилиндрические и плоские поверхности под грузовые винты и две цилиндрические поверхности под резьбу для болтов подшипниковых крышек.

76. Чтобы не обрабатывать резанием лишней поверхности.

77. Сделано это для удобства обработки цилиндрических поверхностей соприкосновения основания 9 со стаканом 34 (бесступенчатая поверхность позволяет вести обработку при сквозном ходе режущего инструмента).

78. Без этого выреза не было бы доступа ни к муфте, ни к сальнику.

79. Обработана плоская кольцевая поверхность, которой стойка опирается на плиту, и примыкающая к ней цилиндрическая поверхность на круговом выступе.

80. Чтобы обеспечить соосность вала и упорного кольца 23.

81. Под действием равнодействующей натяжений ветвей ремня, вращающего момента на шкиве, вращающего момента на вертикальном валу и сил, действующих со стороны шпилечных гаек 35.

Для выяснения этого воздействия перенесем силу, равную примерно  $2S_0$  — равнодействующую натяжений ветвей ремня в плоскости ее действия, на ось вертикального вала. При этом, как известно, получим силу и пару (момент пары равен силе, умноженной на расстояние от середины шкива до оси вала), действующую в горизонтальной плоскости. Затем силу еще раз перенесем на ось вертикального вала, но уже вниз — в плоскость стыка стойки с плитой. При этом получим силу и пару (момент пары равен силе, умноженной на расстояние между плоскостями стыка основания с крышкой редуктора и стойки с плитой), действующую в вертикальной плоскости.

82. Сила стремится сдвинуть стойку в сторону, чему препятствует круговой выступ и сила трения на поверхности стыка плиты и стойки. Горизонтальная пара стремится повернуть стойку редуктора вокруг ее оси; этому препятствует только момент трения на опорной поверхности (но не шпильки, так как они установлены с зазором). Вертикальная пара стремится опрокинуть редуктор; этому препятствует, кроме кругового выступа, реактивный момент со стороны шпилечных гаек.

83. При вдвое увеличенной угловой скорости вращающие моменты и окружные усилия уменьшаются в два раза. В результате этого валы будут меньше напряжены на изгиб и кручение.

В формуле для определения, например, числа клиновых ремней все величины, за исключением мощности, допускаемой для передачи одним ремнем, остаются без изменения; следовательно, мощность, передаваемая одним ремнем, окажется значительно меньше допускаемой.

В формуле для определения модуля зацепления при изменении угловой скорости может измениться только напряжение. Так как при всех остальных неизменных величинах (модуль, коэффициент формы зуба, число зубьев) произведение угловой скорости на напряжение должно быть постоянным, то при увеличенной вдвое угловой скорости напряжение в зубьях вдвое уменьшится.

Радиальные нагрузки подшипников создаются в результате давлений шкива и шестерни на вал. При неизменном натяжении ремней давление со стороны шкива на вал при увеличении угловой скорости не изменится, но давления со стороны шестерни в радиальном и осевом направлениях, пропорциональные окружному усилию, уменьшатся, вследствие чего уменьшатся и нагрузки на подшипники; в результате этого долговечность подшипников должна возрасти. Но, с другой стороны, при вдвое увеличенной угловой скорости долговечность в соответствии с эмпирической формулой для подбора подшипников должна уменьшиться в  $2^{0,3} \approx 1,23$  раза. Так как влияние первого из указанных факторов проявится сильнее (нагрузки входят в фор-