Детали машин и основы конструирования

Кинематический расчет

ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Тема «ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА»

Ц е л ь :

1. Определить номинальную мощность и номинальную частоту вращения двигателя.

2. Определить передаточное число привода и его ступеней.

3. Рассчитать силовые и кинематические параметры привода.

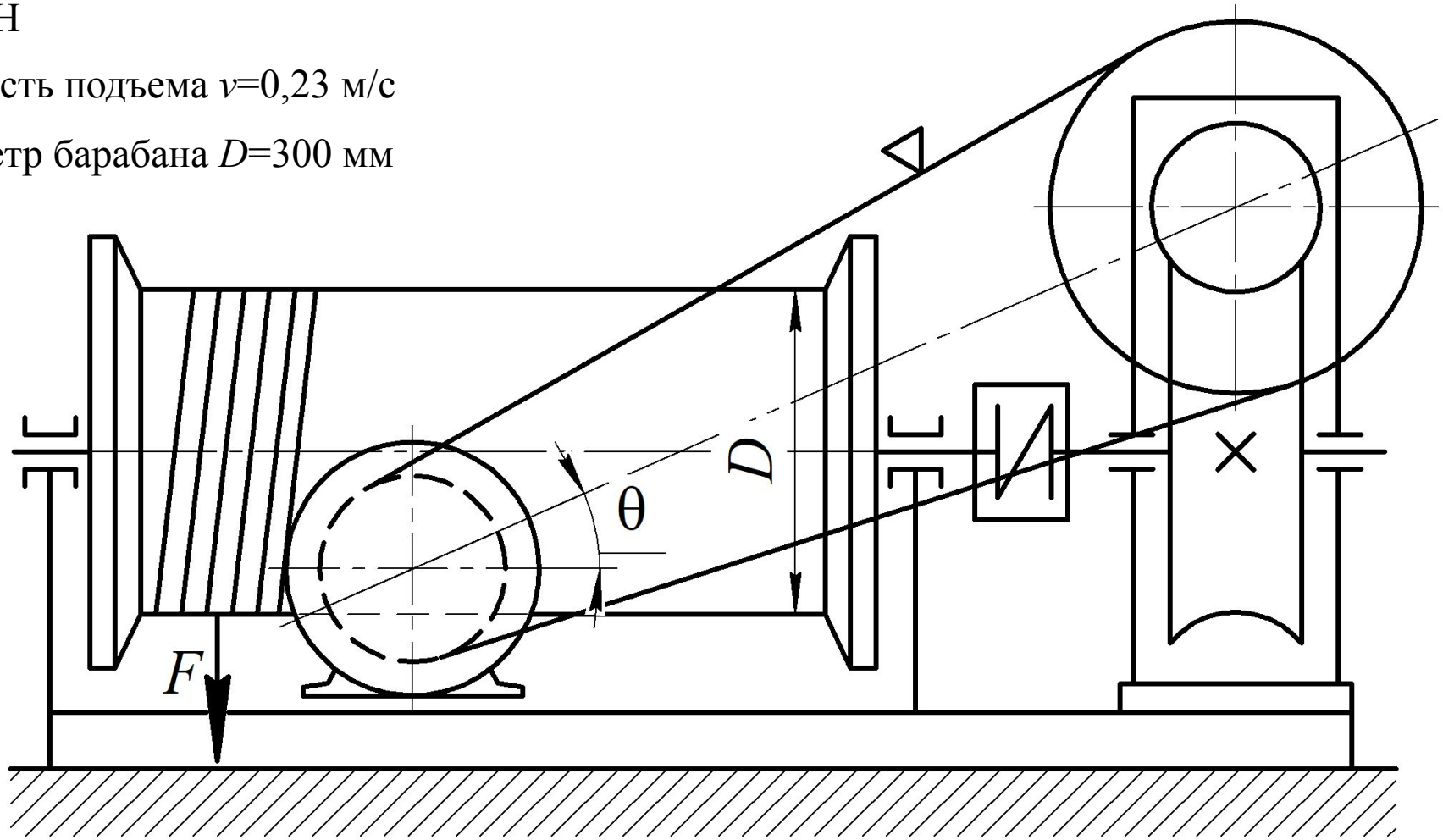
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Грузоподъемность лебедки F=5 кН

Скорость подъема v=0,23 м/с

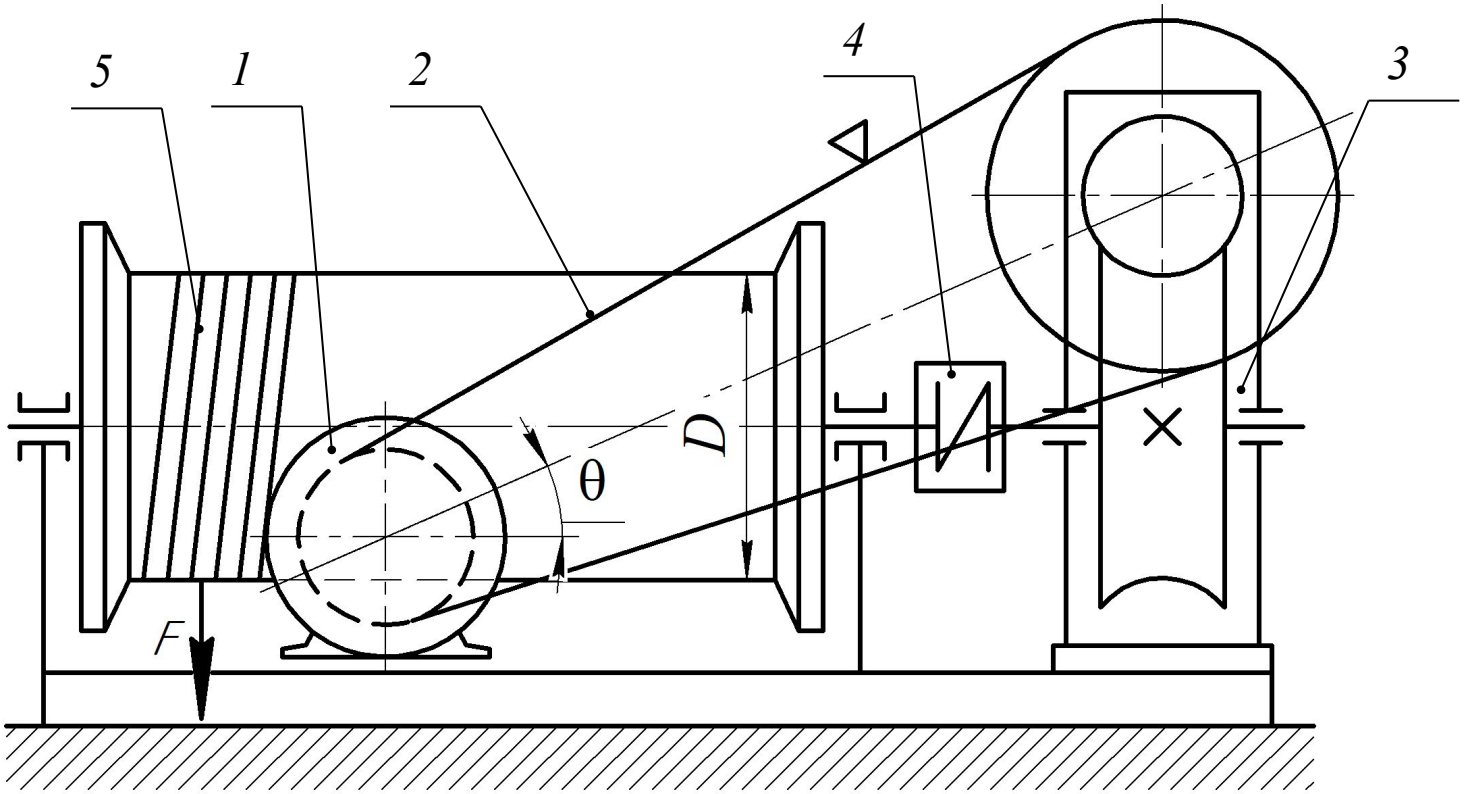
Диаметр барабана D=300 мм

Угол наклона ременной передачи θ=30° град



Анализ кинематической схемы привода

Рассмотрим кинематическую схему привода электрической лебедки.



В данном случае привод состоит из: *1* − эл. двигатель; *2* − клиноременная передача; *3* − червячный редуктор; *4* − упругая муфта с торообразной оболочкой; *5* − барабан лебедки.

Анализ кинематической схемы привода

Построим второй вид привода для большей наглядности

ОТМЕТИМ СОСТАВ ПРИВОДА:

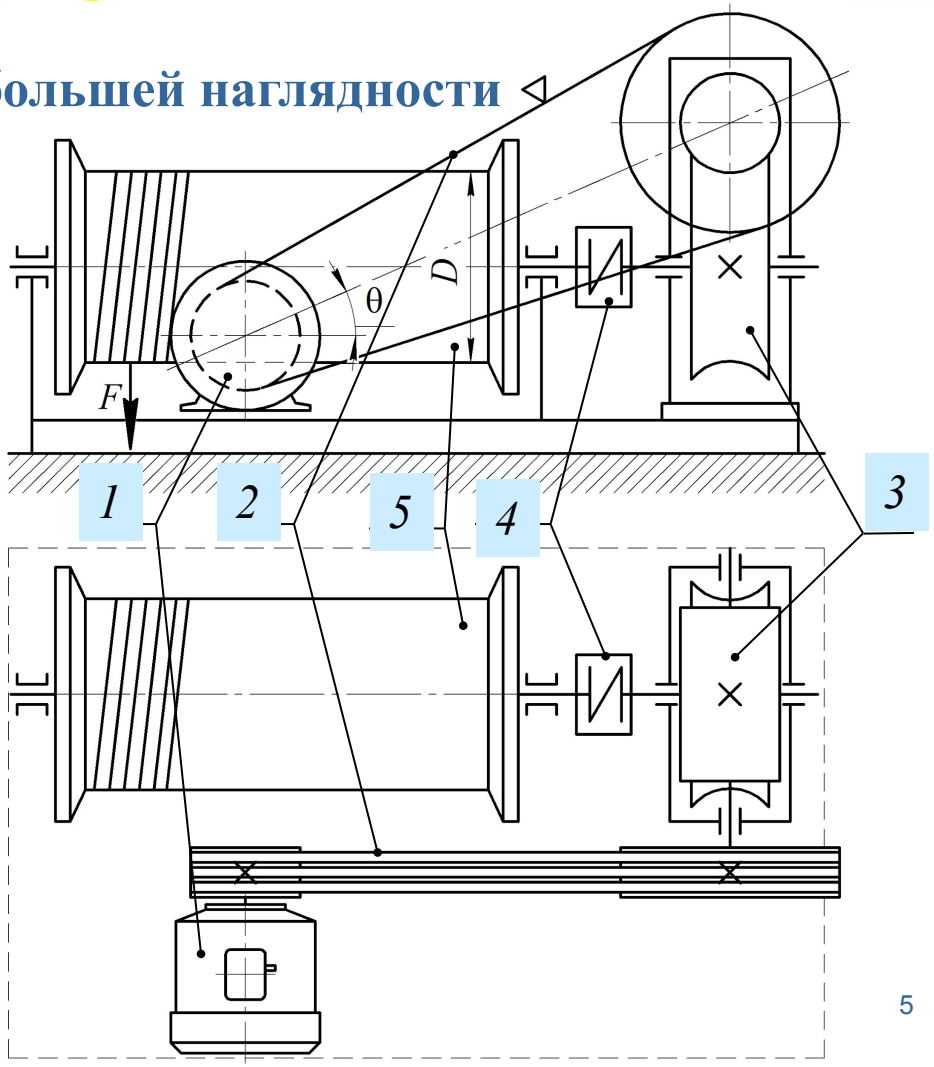
1 – эл. двигатель;

2 – клиноременная передача;

3 – червячный редуктор;

4 – упругая муфта с торообразной оболочкой;

5 – барабан лебедки.



Условные графические обозначения в схемах определяются по ГОСТ 2.721-74 и ГОСТ 2.770-68 [1, стр.35-37]

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

1. Определим мощность на выходном валу привода или на валу рабочей машины $P_{вых}$ кВт:

Так как в исходных данных на проектирование указано значение тяговой силы *F,* кН, и линейной скорости *v,* м/с, тягового органа рабочей машины то требуемая мощность на выходном валу привода определится как

$$P_{вых}, кВт = F \cdot v = 5 \cdot 0,23 = 1,15$$

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

2. Определим общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{пс},$$

где $\eta_{зп}, \eta_{оп}, \eta_{м}, \eta_{пк}, \eta_{пс}$ – коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты, подшипников качения (по кинематическим схемам в редукторах две пары подшипников) и подшипников скольжения (по схеме на приводном валу рабочей машины одна пара подшипников).

Значения КПД передач и подшипников выбрать из [1, стр. 42,43; табл. 2.2 и примечания в ней].

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Для последовательно соединенных передач данной кинематической схемы коэффициент полезного действия определим, перемещаясь от эл. двигателя *1* к барабану лебедки *5*.

$$\eta_{общ} = \eta_{р.п} \cdot \eta_{ч.п} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{п.п}^{m}, \qquad (1)$$

где $\eta_{р.п.}$ – КПД открытой клиноременной передачи, принимаем $\eta_{р.п.} = 0,96$;

$\eta_{ч.п.}$ – КПД червячной передачи, принимаем $\eta_{ч.п.} = 0,85$;

$\eta_{м}$ – КПД муфты $\eta_{м} = 0,98$;

$\eta_{п.п.}$ – КПД пары подшипников, принимаем $\eta_{п.п.} = 0,99$;

m – количество пар подшипников качения, согласно кинематической схеме $m = 2$, подшипников скольжения – $m = 1$.

Величины КПД передач и элементов привода взяты как усреднённые значения из регламентированных, согласно таблице 2.2 [1, стр.42].

Таким образом, общий КПД привода определится как

$$\eta_{общ} = 0,96 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,99^{3} \approx 0,776 .$$

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

3. Определить требуемую мощность двигателя $P_{т.дв}$, кВт.

Требуемая мощность двигателя определяется по формуле

$$P_{т.дв} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}}, \qquad (2)$$

где $P_{вых}$ – мощность на выходном валу привода, кВт;

$\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

$$P_{т.дв} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}} = \frac{1,15}{0,776} = 1,482 \text{ кВт}$$

Номинальная мощность двигателя выбирается по таблице К9 [1, стр. 406] с условием $P_{дв.ном} \geq P_{т.дв}$

$$P_{дв.ном} = 1,5 \text{ кВт}.$$

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Каждому значению номинальной мощности $P_{ном.}$ соответствует в большинстве не одно, а несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000, 750 об/мин.

Выбор оптимального типа двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, кинематических характеристик рабочей машины, и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней. При этом надо учесть, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (синхронными 750 об/мин) весьма металлоемки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности. В приведенном ниже примере рассматривается и анализируется возможность применения для определенно выбранной номинальной мощности $P_{ном.}$ всех типов двигателей.

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Варианты типа двигателя для полученной номинальной мощности $P_{\text{дв.ном}} = 1{,}5$ кВт представлены в таблице 1 на основании данных таблицы К9 [1, стр. 406].

Таблица 1 – Варианты двигателя

Вариант	Тип двигателя	Синхронная частота вращения	Номинальная частота вращения $n_{\text{дв}}$, об/мин
1	4АМ80А2У3	3000	2850
2	4АМ80В4У3	1500	1415
3	4АМ90L6У3	1000	935
4	4АМ100L8У3	750	700

Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода $u_{об}$ определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{дв}$ к частоте вращения приводного вала рабочей машины $n_{вых}$ при номинальной нагрузке и равно произведению передаточных чисел закрытой $u_{зп}$ (*червячной передачи или червячного редуктора*) и открытой $u_{оп}$ передач (*клиноременная передача*)

$$u_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{вых}} = u_{зп} \cdot u_{оп} \qquad (3)$$

Определить частоту вращения приводного вала рабочей машины $n_{вых}$, об/мин:

– для ленточных конвейеров, грузоподъемных и прочих машин:

$$n_{вых} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D},$$

где v — скорость тягового органа, м/с; D — диаметр барабана, мм.

$$n_{вых} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,23}{\pi \cdot 300} = 16,64 \text{ об/мин}$$

* – для цепных конвейеров [1, стр. 43].

Определение передаточного числа привода и его ступеней

2. Определим передаточное число привода для всех приемлемых вариантов типа двигателя при заданной номинальной мощности $P_{\text{дв.ном}} = 15$ кВт :

Подставляем значения частоты вращения приводного вала рабочей машины и номинальной частоты вращения для каждого варианта в формулу (1.4) получим:

$$u_{\text{об}1} = \frac{2850}{14,64} = 194,672;$$

$$u_{\text{об}2} = \frac{1415}{14,64} = 96,65;$$

$$u_{\text{об}3} = \frac{935}{14,64} = 63,866;$$

$$u_{\text{об}4} = \frac{700}{14,64} = 47,814.$$

Полученные результаты сведем в таблицу 2.

Определение передаточного числа привода и его ступеней

Определим передаточные числа ступеней привода.

Определение и выбор передаточных чисел ступеней производим разбивкой передаточного числа привода для всех вариантов типа двигателя так, чтобы

$$u_1 = u_{зп1} \cdot u_{оп1}; u_2 = u_{зп2} \cdot u_{оп2}; u_3 = u_{зп3} \cdot u_{оп3}; u_4 = u_{зп4} \cdot u_{оп4}$$

где $u_{вп}$, $u_{зп}$, $u_{оп}$ – соответственно передаточные числа привода, редуктора и открытой передачи.

При этом возможны три способа разбивки передаточного числа u_i (выбирая способ, необходимо учесть стандартность передаточного числа закрытой передачи-редуктора $u_{зпi}$ и нестандартность передаточного числа $u_{опi}$ – открытой). Данные способы великолепно описаны [1, стр.44].

В нашем случае будем использовать первый случай, а именно оставим передаточное число редуктора $u_{зпi}$ постоянным, изменяя передаточное число открытой передачи $u_{опi}$.

Определение передаточного числа привода и его ступеней

В соответствии с ГОСТ 2144-75 [1, стр. 45, табл. 2.3] принимаем передаточное число червячного редуктора $u_{ред} = u_{з.п.i} = 25$ постоянным. *(Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.)*

Из условия (1.5) определим передаточное число клиноременной передачи (открытой передачи)

$$u_{р.п.i} = u_{о.п.i} = \frac{u_{общi}}{u_{редi}} \qquad (1.5)$$

Подставляем значения передаточных чисел для каждого варианта последовательно в формулу (1.5), а полученные значения заносим в таблицу 2.

$$u_{р.п.1} = \frac{u_{общ1}}{u_{ред1}} = \frac{194,672}{25} = 7,786; \qquad u_{р.п.2} = \frac{u_{общ2}}{u_{ред2}} = \frac{96,65}{25} = 3,866;$$

$$u_{р.п.3} = \frac{u_{общ3}}{u_{ред3}} = \frac{63,866}{25} = 2,554; \qquad u_{р.п.4} = \frac{u_{общ4}}{u_{ред4}} = \frac{47,814}{25} = 1,912$$

Определение передаточного числа привода и его ступеней

Таблица 2 – Передаточные числа привода

Передаточное число	Вариант			
	1	2	3	4
Привод $u_{общ}$	194,672	96,65	63,866	47,814
Редуктор $u_{ред}$	25	25	25	25
Ременная передача $u_{р.п}$	7,786	3,866	2,554	1,912

Анализ таблицы 2 показывает, что варианты 1, 2 и 4 не подходят, т.к. значение передаточного числа клиноременной передачи не попадает в диапазон рекомендуемых значений от 2 до 3 [1, стр.45, табл.2.3].

Выбираем вариант 3, двигатель 4АМ90L6У3 с номинальной мощностью $P_{дв} = 1{,}5$ кВт и номинальной частотой вращения $n_{дв} = 935$ об/мин ($\omega_{дв} = \frac{n_{дв} \cdot \pi}{30} = \frac{935 \cdot \pi}{30} = 97{,}92$ рад/с). Передаточные числа: редуктора $u_{ред} = 25$, открытой клиноременной передачи $u_{р.п} = 2{,}554$.

Определение силовых и кинематических параметров привода

3. Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя $P_{т.дв} = 1{,}482$ кВт и его номинальной частоты вращения $n_{дв} = 965$ мин при установившемся режиме [1, стр. 46, табл. 2.4].

!!!ВНИМАНИЕ!!! В заданиях существуют только два вида последовательности соединения элементов привода по кинематической схеме:

$$1)\ дв \rightarrow оп \rightarrow зп \rightarrow м \rightarrow рм$$

$$2)\ дв \rightarrow м \rightarrow зп \rightarrow оп \rightarrow рм$$

В данном примере последовательности соединения элементов привода соответствует кинематической схеме $дв \rightarrow оп \rightarrow зп \rightarrow м \rightarrow рм$.

Определение силовых и кинематических параметров привода

ОТМЕТИМ ВАЛЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА НА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЕ:

I – вал эл. двигателя;

II – быстроходный вал редуктора;

III – тихоходный вал редуктора;

IV – вал рабочей машины;

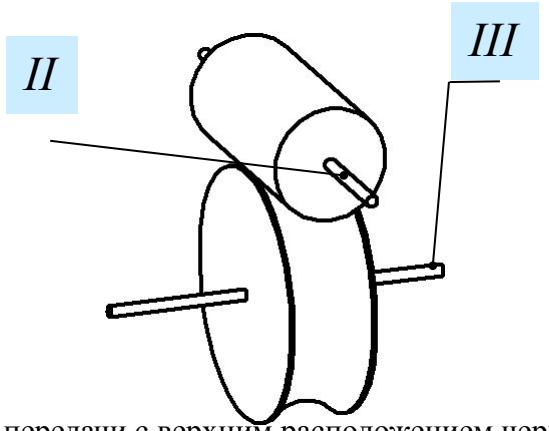
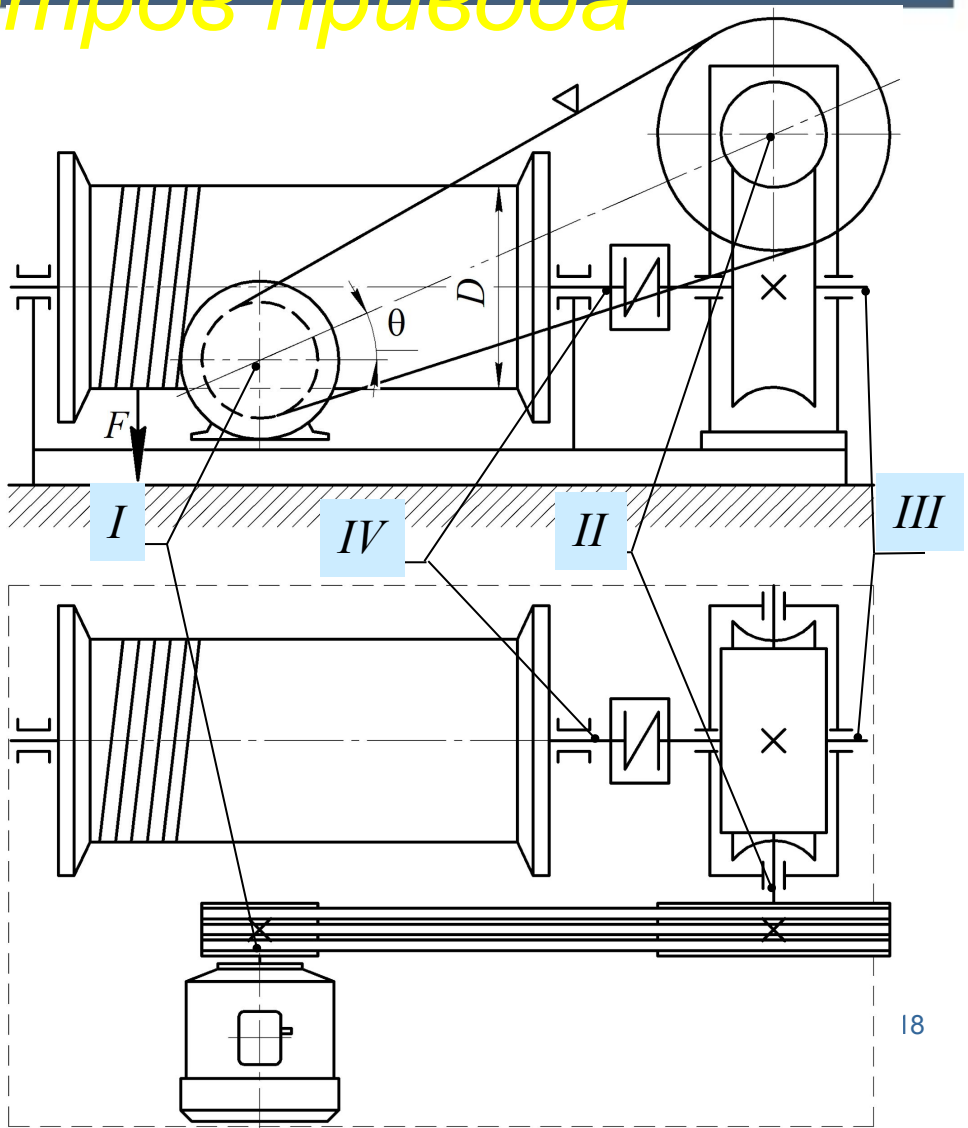


Схема червячной передачи с верхним расположением червяка



Определение силовых и кинематических параметров привода

Мощность

$$P_I = P_{т.дв} = 1,482 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{р.п} \cdot \eta_{п.к} = 1,482 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,408 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{п.к} = 1,408 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 1,185 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{п.с} = 1,185 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,150 \text{ кВт}.$$

Частота вращения

$$n_I = n_{дв} = 935 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{р.п}} = \frac{935}{2,554} = 366,1 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{ред}} = \frac{366,1}{25} = 14,64 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{IV} = n_{III} = 14,64 \text{ мин}^{-1}.$$

Определение силовых и кинематических параметров привода

Угловая скорость

$$\omega_I = \omega_{дв} = 97{,}912 \quad ^{-1}; \qquad \omega_{II} = \frac{\omega_I}{u_{р.п}} = \frac{97{,}912}{2{,}554} = 38{,}337 \quad ^{-1};$$

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{u_{ред}} = \frac{38{,}337}{25} = 1{,}533 \quad ^{-1}; \qquad \omega_{IV} = \omega_{III} = 1{,}533 \quad ^{-1}.$$

Крутящий момент

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{1{,}482 \cdot 10^3}{97{,}912} = 15{,}136 \quad \cdot \quad ; \qquad T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{1{,}408 \cdot 10^3}{38{,}337} = 36{,}72 \quad \cdot$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{1{,}185 \cdot 10^3}{1{,}533} = 772{,}994 \quad \cdot \quad ; \qquad T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{1{,}15 \cdot 10^3}{1{,}533} = 750 \quad \cdot \quad .$$