

Расчёт ЭМП

Выбор схемотехнического состава ЭМП

- закон, вид и характер движения выходного звена
- общее передаточное отношение цепей ЭМП
- параметры нагрузки
- требуемая точность
- заданная компоновочная схема ЭМП
- условия эксплуатации и долговечности
- технологичность и экономические факторы
- в случае возникновения неоднозначности в выборе схемных элементов следует проанализировать целесообразность выбора с учётом дополнительных условий (стоимость, КПД, точность, технологичность)
- назначение i_i для каждой из элементарных передач

Кинематический расчёт редуктора с цилиндрическими колёсами

- прочностные характеристики материалов ЗК и шестерён близки между собой
- числа зубьев шестерён одинаковы
- КПД передачи близок к 1
- отношение нагруженной ширины зубчатого венца к модулю для всех передач – постоянная величина
- число ступеней и передаточное отношение для каждой ступени даётся для случая равномодульной и равнопрочной передачи

Кинематический расчёт редуктора с цилиндрическими колёсами

- Минимизация суммарного межосевого расстояния

$$\sum_i^n a_i = \frac{1}{2} m_1 (z_1 + z_2) + \dots + \frac{1}{2} m_n (z_{2n-1} + z_{2n})$$

$$i = i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}$$

Равнопрочные передачи: $n = 1,436 \lg i_0$

Равномодульные передачи: $n = 1,85 \lg i_0$

- Минимизация суммарного линейного расстояния при равнопрочности на изгиб

$$A_n = \frac{d_1}{2} + \sum_{i=1}^n a_i + \frac{d_{2n}}{2}$$

$$i_1 = i_2 = \dots = i_{n-1} = \sqrt[n]{2i_0}; i_n = \frac{i_1}{i}$$

Кинематический расчёт редуктора с цилиндрическими колёсами

- Минимизация площади зубчатых колёс и равнопрочность на изгиб – ограничение по площади на размещение редуктора

$$S_n = \frac{\pi z_1^2}{4} (m_1^2 i_1^2 + m_2^2 + \dots + m_n^2 i_n^2)$$

$$n = 3,786 \lg i_0$$

$$i = i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}$$

- Равенство делительных окружностей колёс и равнопрочность на изгиб – мощные силовые редукторы; особенность – размещение осей колёс в одной плоскости

$$n = \lg \left(\frac{\lg \left(\frac{i_1^3}{i_0} \right)}{\lg i_1^3} \right) \frac{1}{\lg \left(\frac{2}{3} \right)}; i_1^3 > i_0$$

Кинематический расчёт редуктора с цилиндрическими колёсами

- Минимизация приведённого момента инерции – максимально возможное быстроедействие

$$n = C_1 \lg i_0$$

Равнопрочность на изгиб: по таблице

Равномодульные передачи: $C_1 = \frac{1}{\lg \sqrt{1 + \sqrt{1 + \frac{K_1}{K_2}}}}$

K_1 и K_2 учитывают зависимость момента инерции шестерни и колеса от их конструктивного оформления; их назначают одинаковыми для всех шестерён и колёс ЭМП и выбирают согласно рис.; большие значения назначают для слабонагруженных передач

$$i = i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}$$

Кинематический расчёт редуктора с цилиндрическими колёсами

- Минимизация массы

$$n = C_2 \lg i_0$$

Равнопрочность на изгиб: $C_2 = \frac{1}{\lg\left(1 + \sqrt{1 + \frac{K_3}{K_4}}\right)}$

Равномодульные передачи: C_2 по табл.

K_3 и K_4 учитывают зависимость массы шестерни и колеса от их конструктивного решения; они назначаются равными и выбирают по рис.; большие значения назначают для слабонагруженных передач.

- Минимизация погрешностей

$$n = \left[\frac{\lg i_0}{\lg i} \right] \quad i = 7,5 \dots 10$$

Первая и последняя передача с одинаковым i , а остальные получаются при учёте дополнительных требований.

Силовой расчёт

Задача: определение крутящих моментов (статического и суммарного), действующих на каждом валу.

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12}\eta_{12}\eta_{\text{подш1}}} = \frac{M_2}{i_{12}\eta_{12}} + M_{\text{подш1}}$$

При нескольких нагрузках момент приводится от самой дальней и суммируется на соответствующем валу.

При наличии динамической и статической нагрузки:

$$M_{\text{нi}} = M_{\Sigma} = M_{\text{ci}} + M_{\text{ди}}; M_{\text{ди}} = J_{\text{ни}}\varepsilon_{\text{ни}}$$

При наличии только статической нагрузки:

$$M_{\text{ни}} = \xi_{\text{д}}M_{\text{ci}} \text{ — при вращательном движении}$$

$$M_{\text{ни}} = \frac{\xi_{\text{д}}F_i d_i}{2} \text{ — при поступательном движении}$$

$J_{\text{ни}}$ - момент инерции нагрузки i -го выходного вала

$\varepsilon_{\text{ни}}$ - угловое ускорение вала i -го выходного звена

$\xi_{\text{д}} = 1,2 \dots 2,5$ - коэффициент динамичности внешней нагрузки

F_i - усилие на реечной передаче, d_i - делительный диаметр реечной передачи

Силовой расчёт

При предварительном расчёте нагруженных механизмов ($F > 30$ Н) принимают КПД:

- $\eta_{\text{подш1}} = 0,95 \dots 0,99$ для одной пары подшипников качения
- $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,99$ – цилиндрической передачи
- $\eta_{\text{ч}} = 0,7 \dots 0,8$ – червячной передачи
- $\eta_{\text{к}} = 0,96 \dots 0,98$ – конической передачи
- $\eta_{\text{з-р}} = 0,92 \dots 0,98$ – зубчато-реечной передачи
- $\eta_{\text{пл}} = 0,96 \dots 0,98$ – планетарной передачи

Для малонагруженной передачи ($F < 30$ Н) указанные значения КПД уменьшаются в 1,1...1,2 раза.

Проверка правильности выбора двигателя

- При кратковременном включении и редком изменении скорости перемещения нагрузки:

$$M_{\Pi} \geq M_{\Sigma \text{ пр}} = M_{\text{с.пр}} + M_{\text{д.пр}}; M_{\text{ном}} \geq M_{\text{с.пр}}$$

- При частом изменении скорости и реверсе:

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\Sigma \text{ пр}} = M_{\text{с.пр}} + M_{\text{д.пр}}$$

Приведённый суммарный момент $M_{\Sigma \text{ пр}}$ определяется по формуле:

$$M_{\Sigma \text{ пр}} = \left[(1 + K_M) J_p + \frac{J_H}{i_0^2} \right] \varepsilon + M_{\text{с.пр}}$$

J_p - момент инерции ротора двигателя

K_M - коэффициент, учитывающий инерционность зубчатого механизма (0,4 ... 1 для малоинерционных двигателей ДПР, ДИД, АДП и др., 0,1 ... 0,15 для двигателей со сплошным ротором)

Для двигателей, работающих при переменной нагрузке:

$$\frac{M_{H \text{ max}}}{i_0 \eta_0} \leq \xi M_{\text{ном}}$$

ξ – кратность номинального момента двигателя (из справочников)

Проектный расчёт на прочность

- Расчёт на изгиб
- Расчёт на контактную прочность
- Выбор материалов зубчатых передач
- Допускаемые напряжения при расчёте на выносливость

При постоянном нагружении:

$$N_H = 60ncL$$

При переменном нагружении эквивалентную величину находят из циклограммы нагружения.

Проектный расчёт на прочность

- Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{HR1,2} z_R z_V K_{HL1,2}}{S_{H1,2}}$$

$\sigma_{HR1,2}$ - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0}

z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряжённых поверхностей, $z_R = 1$ при $R_a = 0,63 \dots 1,25$

z_V - коэффициент, учитывающий окружную скорость колеса, $z_V = 1$ при $v < 5$ м/с

K_{HL} - коэффициент долговечности, учитывает возможность повышения допускаемых напряжений

для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{H0}$): $K_{HL1,2} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_H}}$

N_{H0} зависит от твёрдости колеса: $N_{H0} = 10^7$ для нормализованных колёс, $N_{H0} = 3 * 10^7$ для колёс, улучшаемых до твёрдости $HB \leq 350$, $N_{H0} = 1,5 * 10^8$ для колёс, закалённых до $HRC = 45 \dots 50$, $N_{H0} = 2,5 * 10^8$ для закалённых до $HRC = 55 \dots 65$.

Если при расчёте $K_{HL} < 1$, то $K_{HL} = 1$ и если $K_{HL} > 2,4$, то $K_{HL} = 2,4$.

Для бронз $N_{H0} = 10^7$ и $1,5 \geq K_{HL} \geq 1$. $m = 6$ для стальных колёс и $m = 8$ для бронз.

$S_H = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент безопасности

Проектный расчёт на прочность

Материал	Вид химической или термической обработки	Средняя твёрдость поверхности зуба
Сталь углеродистая и легированная	Отжиг, нормализация или улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка	
Сталь легированная	Цементация Азотирование	
Бронза безоловянная	Закалка с отпуском	-
Бронза оловянная	Закалка с отпуском	-

Результаты вычислений округляют до целого числа. В качестве допускаемого контактного напряжения выбирается меньшее из рассчитанных, а для косозубых и конических передач с твёрдостью колеса менее 350 *HV* и твёрдостью шестерни более 350 *HV* допускаемое напряжение: $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$, при это должно выполняться условие: для конических колёс $[\sigma_H] < 1,15 [\sigma_H]_2$, для косозубых $[\sigma_H] < 1,23 [\sigma_H]_2$.

Проектный расчёт на прочность

- Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_{F1,2} = \frac{\sigma_{FR1,2} K_{FC} K_{FL1,2}}{S_{F1,2}}$$

σ_{FR} - предел выносливости при изгибе

K_{FC} - коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса

K_{FL} - коэффициент долговечности

S_F - коэффициент запаса прочности, $S_F = 2,2$ для обычных условий работы, $S_F = 2,5$ для особо ответственных передач.

Для нереверсивных передач $K_{FC} = 1$, для реверсивных $K_{FC} = 0,65$.

$$K_{FL1,2} = \sqrt[m]{\frac{4 * 10^6}{N_H}}$$

m – показатель степени, $m = 6$ для HB350 и $m = 9$ для HВ350

N_H - число циклов перемен напряжений, при $N_H > 4 * 10^6$ принимают $K_{FL} = 1$, при $K_{FL} > 2,08$ принимают $K_{FL} = 2,08$

После проектного расчёта на прочность выполняется геометрический расчёт.

Проверочные расчёты

- Проверка правильности выбора двигателя

Для кратковременного режима работы: $M_{\Pi} \geq M_{\Sigma \text{ пр}}^* = M_{\text{с.пр}}^* + M_{\text{д.пр}}^*$; $M_{\text{ном}} \geq M_{\text{с.пр}}^*$

Для частых пусков и реверсов: $M_{\text{ном}} \geq M_{\Sigma \text{ пр}}^* = M_{\text{с.пр}}^* + M_{\text{д.пр}}^*$

Для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления и косозубых передач при $F < 30 \text{ Н}$:

$$\eta_{\text{ц}}^* = 1 - \frac{\pi f \varepsilon_{\nu} C \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)}{2}$$

В конической передаче с межосевым углом 90° :

$$\eta_{\text{к}}^* = 1 - 1,62 \pi f C \left(\frac{\cos \delta_1}{z_1} + \frac{\cos \delta_2}{z_2} \right)$$

Коэффициент нагрузки для цилиндрических и конических передач: $C = \frac{F+2,92}{F+0,174}$, для косозубых

$$C = \frac{F_N+3,11}{F_N+0,185}, F_N = \frac{F}{\cos \beta \cos \alpha}$$

КПД червячных передач с ведущим червяком:

$$\eta_{\text{ч}}^* = C \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, C = \frac{F_N + 1,05}{F_N + 2,40}, F_N = \frac{F}{\cos \gamma \cos \alpha}$$

Проверочные расчёты

f – коэффициент трения: для закалённой стали $f = 0,06$, из бронзы $f = 0,07 \dots 0,1$, из алюминия $f = 0,13 \dots 0,15$, из текстолита $f = 0,12$

$\varepsilon_v = 1,5$ – коэффициент перекрытия

$F = \frac{2M_2}{d_2}$ - окружная сила

δ_1, δ_2 - углы начальных конусов шестерни и колеса

γ – угол подъема винтовой линии червяка

$\rho' = \frac{\arctg f}{\cos \alpha}$ - приведённый угол трения

При $F \geq 30$ Н принимают $C = 1$

$$M_{д.пр}^* = J_{пр} \varepsilon; J_{пр} = J_p + J_{р.пр} + \frac{J_H}{i_0^2}$$

$$J_{р.пр} = J_1 + \frac{J_2}{i_{12}^2} + \dots + \frac{J_n}{i_{1-n}^2} + m_1 \left(\frac{V_1}{\omega_1} \right)^2 + \dots + m_n \left(\frac{V_n}{\omega_1} \right)^2$$

J_1, J_2, \dots, J_n - моменты инерции всех элементов, установленных на 1, 2 ... n валах

V_1, V_2, \dots, V_n - скорости центров масс m_1, m_2, \dots, m_n

Момент инерции валов не учитывают

Проверочные расчёты

Момент инерции вращающихся звеньев из комбинации круговых цилиндров и дисков:

$$J = \frac{\pi b \rho d^4 10^{-12}}{32}$$

Уточненное значение КПД подшипников:

$$\eta_{\text{подш}}^* = \frac{M - M_{\text{подш}}}{M}$$

M – крутящий момент на валу, $M_{\text{подш}}$ - определяется из расчёта

В случае невыполнения условия по моментам выбирается двигатель с большим значением номинального и пускового моментов

- Проверочные расчёты на прочность

На выносливость:

$\sigma_H \leq [\sigma_H]$ – для открытых передач, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ – для закрытых передач

При действии кратковременных нагрузок:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]_{\max}, \sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

Расчёты на прочность проводят для шестерни и колеса

Проверочные расчёты

Для открытых передач:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{M_2 K K_\alpha (1+i_{12})^3}{i_{12}^2 b a^2}} \leq [\sigma_H] - \text{прямозубые и косозубые передачи}$$

$$\sigma_{H1} = \frac{1,45}{d_{e1}} \sqrt{\frac{M_1 (1+i_{12}) K E_{\text{пр}}}{b i_{12} (1-K_{be})}} \leq [\sigma_H]_1 - \text{передачи конические}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{4,65}{\left(\frac{z_2}{q}\right)} \sqrt{\frac{M_2 E_{\text{пр}} \left(\frac{z_2+1}{q}\right)^3 K}{(2\delta)^0 a^3}} \leq [\sigma_H]_2 - \text{передачи червячные}$$

Для закрытых передач:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_m^3 M_2 Y_{F2} K}{m^2 z_2 b_2} \leq [\sigma_F]_2, \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_F]_1 - \text{передачи цилиндрические прямозубые и косозубые}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2,28 M_1 Y_{F1} K}{d_{e1} m_e b_1 (1-K_{be})} \leq [\sigma_F]_1, \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_F]_2 - \text{передачи конические}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 M_2 Y_{F2} K}{m d_2 b_2 \cos \gamma} \leq [\sigma_F]_2 - \text{передачи червячные}$$

K – коэффициент расчётной нагрузки, $K = K_{HV} K_{H\beta}$ при расчёте на контактную прочность и $K = K_{FV} K_{F\beta}$ при расчёте на изгибную прочность

При расчёте на изгибную прочность для цилиндрических передач при $\psi_{bd} = 0,2$ для консольно закреплённых колёс $K_{F\beta} = 1,17$, для колёс между опорами $K_{F\beta} = 1,05$. При $\psi_{bd} = 0,5$ $K_{F\beta} = 1,43$ и $1,13$.

Проверочные расчёты

Коэффициент динамичности:

$$K_{FV} = 1,1 \text{ при } v \geq 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ (6 и 7 степень точности)}$$

$K_{FV} = 1,2 \dots 1,3$ для колёс менее точных и при ударных нагрузках

При расчёте на контактную выносливость:

$$K_{HV} = 1 + \frac{K_{FV} - 1}{2}, K_{H\beta} = 1 + \frac{K_{F\beta} - 1}{2}$$

Для конических передач:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,2 \dots 1,3, K_{HV} = K_{FV} = 1,1 \dots 1,2$$

Для червячных передач:

$$K_V = 1 \dots 1,3, K_{\beta} = 1,05 \dots 1,1$$

Результат расчёта на прочность удовлетворителен, если расчетные напряжения превышают допустимое не более 5% и не ниже на 20%

Проверочные расчёты

- Проверочный расчёт на контактную прочность: проверяется колесо и шестерня в отдельности
Статическая прочность зубьев при перегрузках моментом M :

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$K_{\text{пер}}$ - коэффициент перегрузки, $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\max}}{M}$ или $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\Pi}}{M}$

σ_H - контактное напряжение под действием момента M , вычисленного при расчёте на выносливость

Предельно допустимое напряжение $[\sigma_H]_{\max}$ зависит от химико-термической обработки, зубьев шестерни и колеса: $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке,

$[\sigma_H]_{\max} = 40 \text{ HRC}$ при цементации и закалкой токами высокой частоты, $[\sigma_H]_{\max} = 35 \text{ HRC}$ при азотировании

Аналогично определяют напряжение изгиба:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

σ_F - напряжение при расчёте на выносливость, $[\sigma_F]_{\max}$ - предельно допустимое напряжение:

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T \text{ при } HB \leq 350$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_B \text{ при } HB > 350$$

Если условия не выполняются, то в конструкции необходимо предусмотреть предохранительную муфту!

Проверочные расчёты

- Проверочный расчёт на быстродействие

Время разгона $t_p = 3T_{ЭМ}$ ($\omega = 0,95\omega_{НОМ}$) характеризует готовность ЭМП к работе

Время выбега t_B – время до полной остановки двигателя при снятии напряжения питания

$$T_{ЭМ} = \frac{J_{пр}\omega_{НОМ}}{M_{п} - M_{с.пр}^*}$$
$$t_B = \frac{J_{пр}\omega_{НОМ}}{M_{с.пр}^*}$$

Угол выбега (угол поворота выходного вала за время выбега):

$$\varphi_B = \frac{J_{пр}\omega_{НОМ}^2}{2i_0 M_{с.пр}}$$

Для уменьшения времени выбега и угла выбега в приводах используют тормозные устройства.
Значение тормозного момента на валу двигателя:

$$M_T \geq \frac{J_{пр}\omega_{НОМ}}{[t_B]} - M_{с.пр}^*$$
$$M_T^\varphi \geq \frac{J_{пр}\omega_{НОМ}^2}{2[\varphi_B]i_0} - M_{с.пр}^*$$

Кинематическая схема

- Кинематические схемы: ГОСТ 2.703-2011 и ГОСТ 2.770-68

Схема кинематическая – документ, содержащий в виде условных изображений или обозначений механические составные части и их взаимосвязи

Схемы кинематические в зависимости от основного назначения подразделяют на следующие типы:

- принципиальные
- структурные
- функциональные

На принципиальной схеме изделия должна быть представлена вся совокупность кинематических элементов и их соединений, предназначенных для осуществления, регулирования, управления и контроля заданных движений исполнительных органов; должны быть отражены кинематические связи (механические и немеханические), предусмотренные внутри исполнительных органов, между отдельными парами, цепями и группами, а также связи с источником движения.

Допускается принципиальные схемы вписывать в контур изображения изделия, а также изображать в аксонометрических проекциях.

Все элементы на схеме изображают условными графическими обозначениями (УГО) или упрощенно в виде контурных очертаний.

Кинематическая схема

Взаимное расположение элементов на схеме кинематической должно соответствовать исходному, среднему или рабочему положению исполнительных органов изделия (механизма).

Допускается пояснять надписью положение исполнительных органов, для которых выполнена схема.

Если элемент при работе изделия меняет свое положение, то на схеме допускается показывать его крайние положения тонкими штрихпунктирными линиями.

Соотношение размеров условных графических обозначений взаимодействующих элементов на схеме должно примерно соответствовать действительному соотношению размеров этих элементов в изделии.

На принципиальных схемах изображают в соответствии с ГОСТ 2.303:

- валы, оси, стержни, шатуны, кривошипные и т. д. - сплошными основными линиями толщиной s ;
- элементы, показанные упрощенно в виде контурных очертаний, зубчатые колеса, червяки, звездочки, шкивы, кулачки и т. д. - сплошными линиями толщиной $s/2$;
- контур изделия, в который вписана схема, - сплошными тонкими линиями толщиной $s/3$;
- линии взаимосвязи между сопряженными звеньями пары, вычерченными отдельно, штриховыми линиями толщиной $s/2$;
- линии взаимосвязи между элементами или между ними и источником движения через немеханические (энергетические) участки - двойными штриховыми линиями толщиной $s/2$;
- расчетные взаимосвязи между элементами - тройными штриховыми линиями толщиной $s/2$;

Кинематическая схема

▪ На принципиальной схеме изделия указывают:

- наименование каждой кинематической группы элементов, учитывая ее основное функциональное назначение (например, привод подачи), которое наносят на полке линии-выноски, проведенной от соответствующей группы

- основные характеристики и параметры кинематических элементов, определяющие исполнительные движения рабочих органов изделия или его составных частей

Если принципиальная схема изделия содержит элементы, параметры которых уточняют при регулировании подбором, то на схеме эти параметры указывают на основе расчетных данных и делают надпись: «Параметры подбирают при регулировании».

Если принципиальная схема содержит отсчетные, делительные и другие точные механизмы и пары, то на схеме указывают данные об их кинематической точности: степень точности передачи, значения допустимых относительных перемещений, поворотов, значения допустимых мертвых ходов между основными ведущими и исполнительными элементами и т. д.

На принципиальной схеме допускается указывать:

- предельные значения чисел оборотов валов кинематических цепей;

- справочные и расчетные данные (в виде графиков, диаграмм, таблиц), представляющие последовательность процессов по времени и поясняющие связи между отдельными элементами.

Кинематическая схема

Если принципиальная схема служит для динамического анализа, то на ней указывают необходимые размеры и характеристики элементов, а также наибольшие значения нагрузок основных ведущих элементов.

На такой схеме показывают опоры валов и осей с учетом их функционального назначения. В остальных случаях опоры валов и осей допускается изображать общими условными графическими обозначениями.

Каждому кинематическому элементу, изображенному на схеме, как правило, присваивают порядковый номер, начиная от источника движения, или буквенно-цифровые позиционные обозначения. Валы допускается нумеровать римскими цифрами, остальные элементы нумеруют только арабскими цифрами.

Элементы покупных или заимствованных механизмов (например, редукторов, вариаторов) не нумеруют, а порядковый номер присваивают всему механизму в целом.

Порядковый номер элемента проставляют на полке линии-выноски. Под полкой линии-выноски указывают основные характеристики и параметры кинематического элемента.

Характеристики и параметры кинематических элементов допускается помещать в перечень элементов, оформленный в виде таблицы по ГОСТ 2.701.

Сменные кинематические элементы групп настройки обозначают на схеме строчными буквами латинского алфавита и указывают в таблице характеристики для всего набора сменных элементов. Таким элементам порядковые номера не присваивают. Допускается таблицу характеристик выполнять на отдельных листах.

Кинематическая схема

- Правила выполнения структурных схем

На структурной схеме изображают все основные функциональные части изделия (элементы, устройства) и основные взаимосвязи между ними.

Структурные схемы изделия представляют либо графическим изображением с применением простых геометрических фигур, либо аналитической записью, допускающей применение электронной вычислительной машины.

На структурной схеме должны быть указаны наименования каждой функциональной части изделия, если для ее обозначения применена простая геометрическая фигура. При этом наименования, как правило, вписывают внутрь этой фигуры.

Кинематическая схема

- Правила выполнения функциональных схем

На функциональной схеме изображают функциональные части изделия, участвующие в процессе, иллюстрируемом схемой, и связи между этими частями.

Функциональные части изображают простыми геометрическими фигурами.

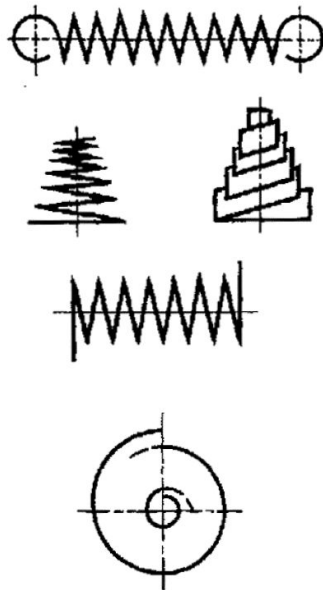
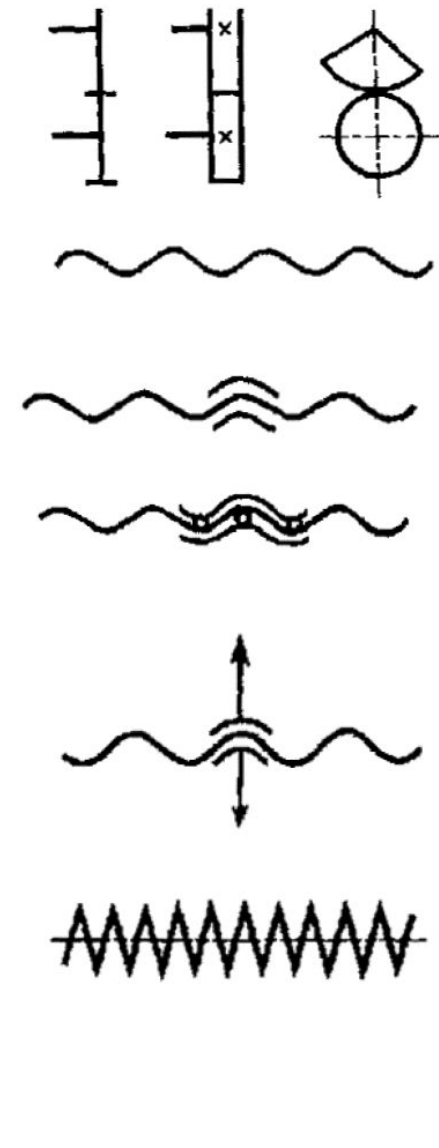
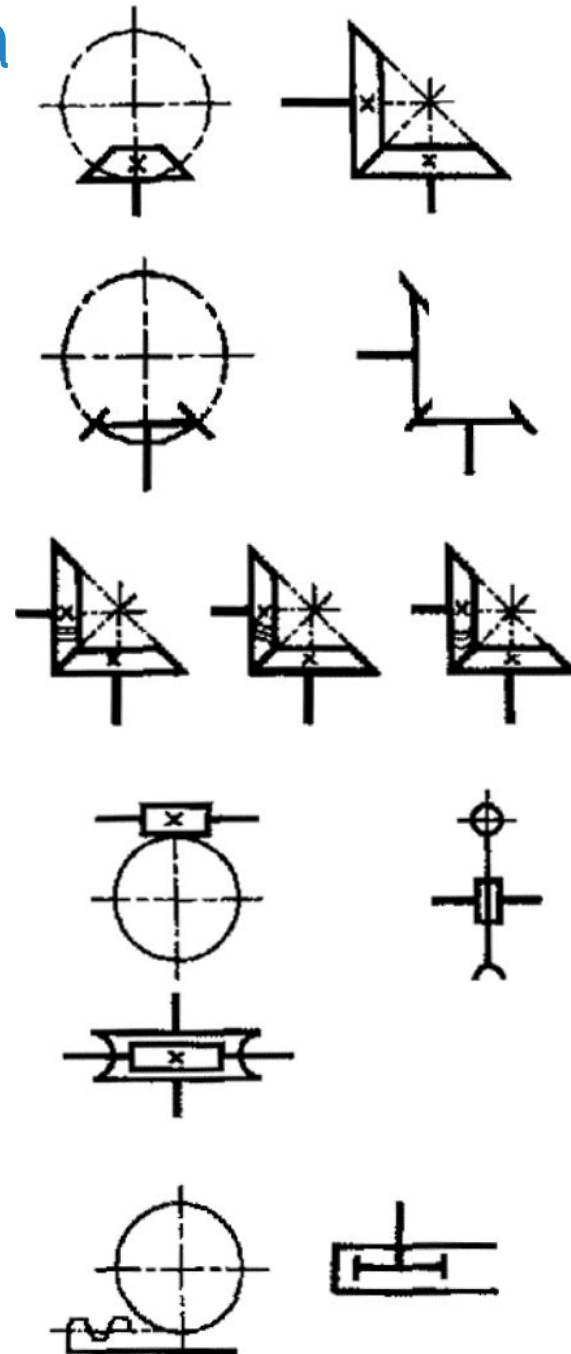
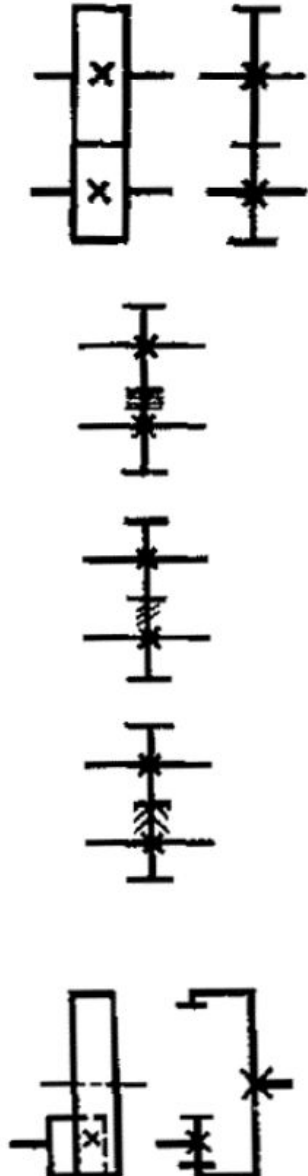
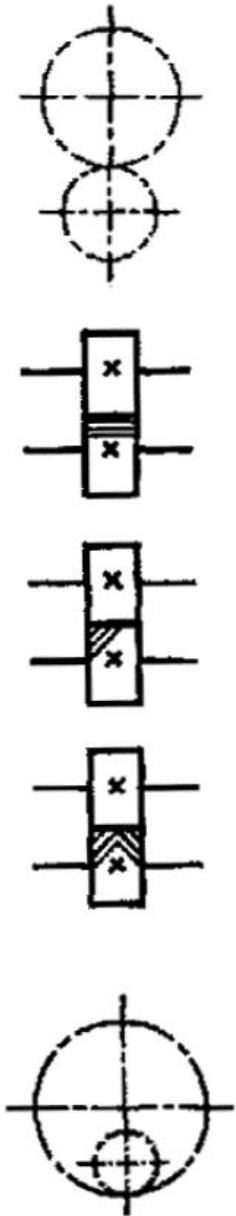
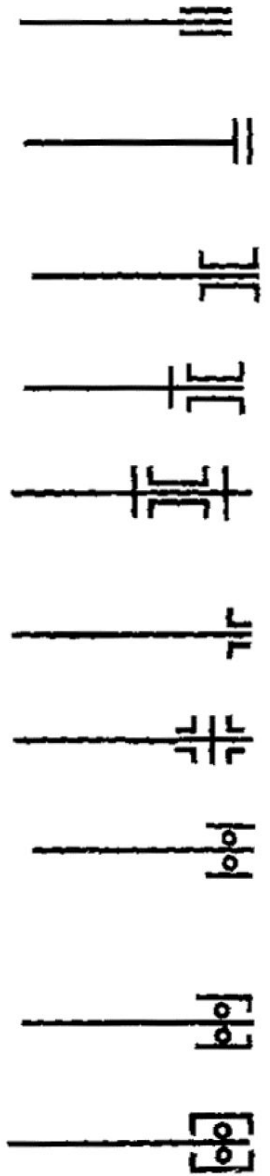
Для передачи более полной информации о функциональной части внутри геометрической фигуры допускается помещать соответствующие обозначения или надпись.

На функциональной схеме должны быть указаны наименования всех изображенных функциональных частей.

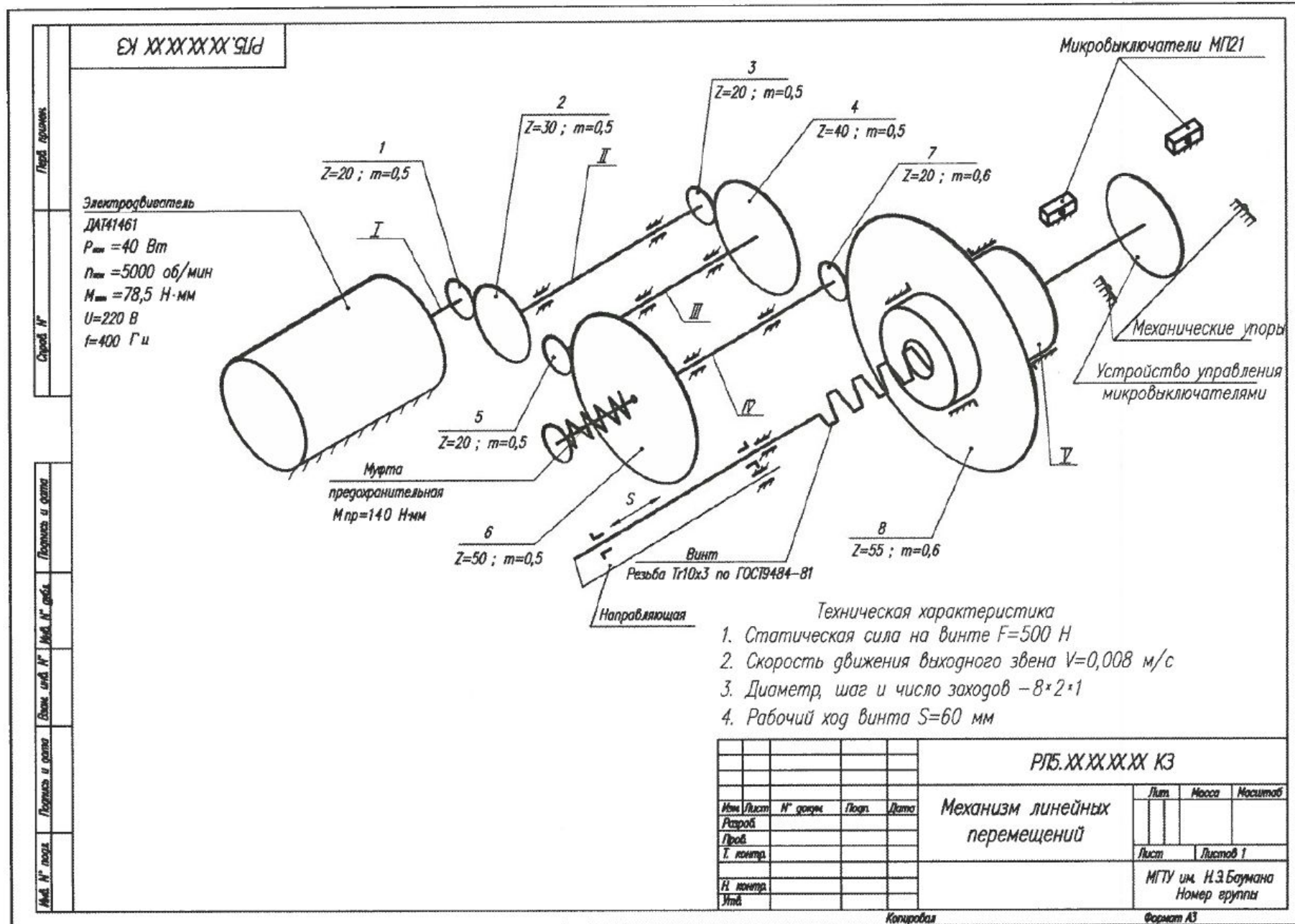
Для наиболее наглядного представления процессов, иллюстрируемых функциональной схемой, обозначения функциональных частей следует располагать в последовательности их функциональной связи.

Допускается, если это не нарушает наглядности представления процессов, учитывать действительное расположение функциональных частей.

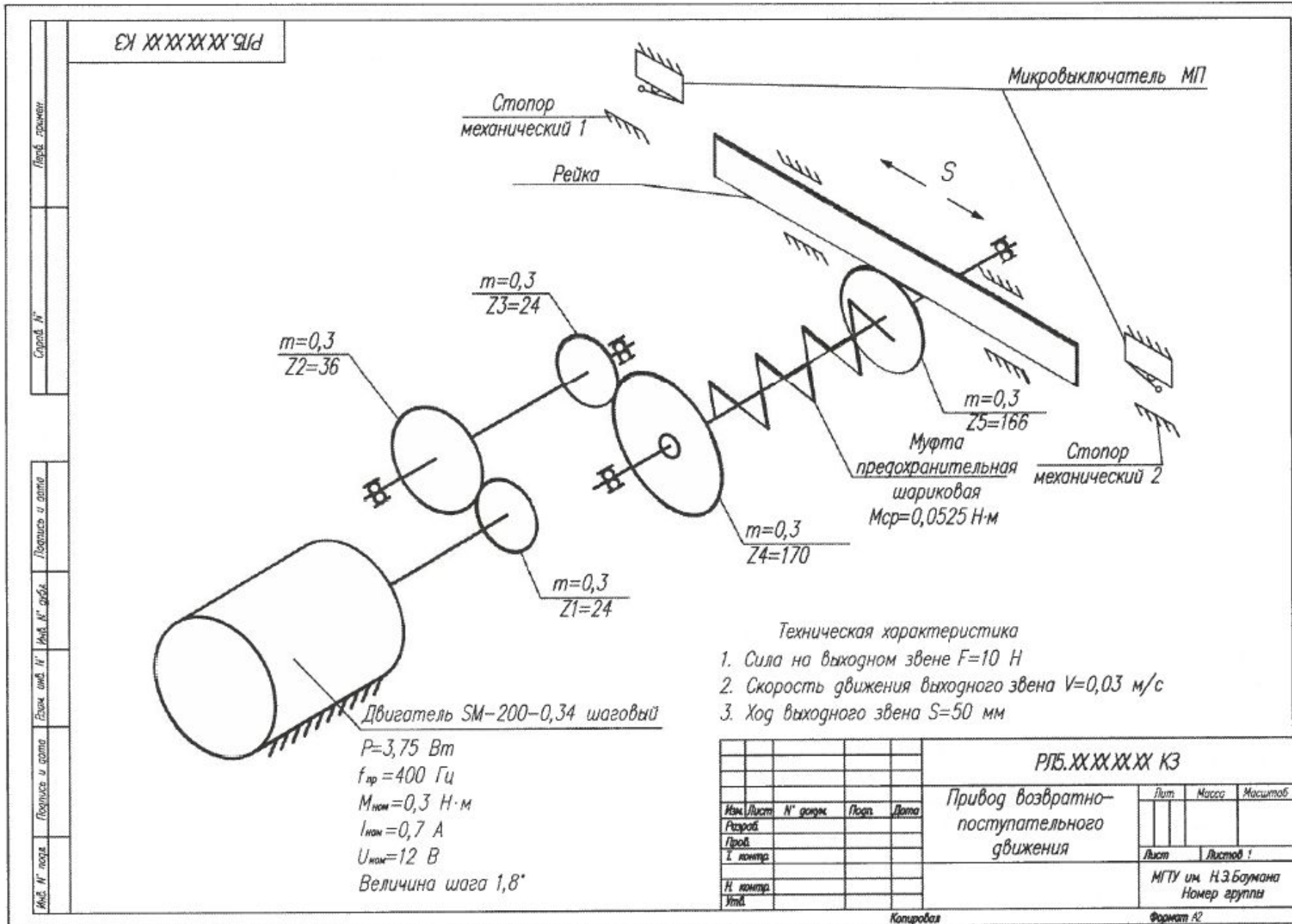
Кинематическая схема



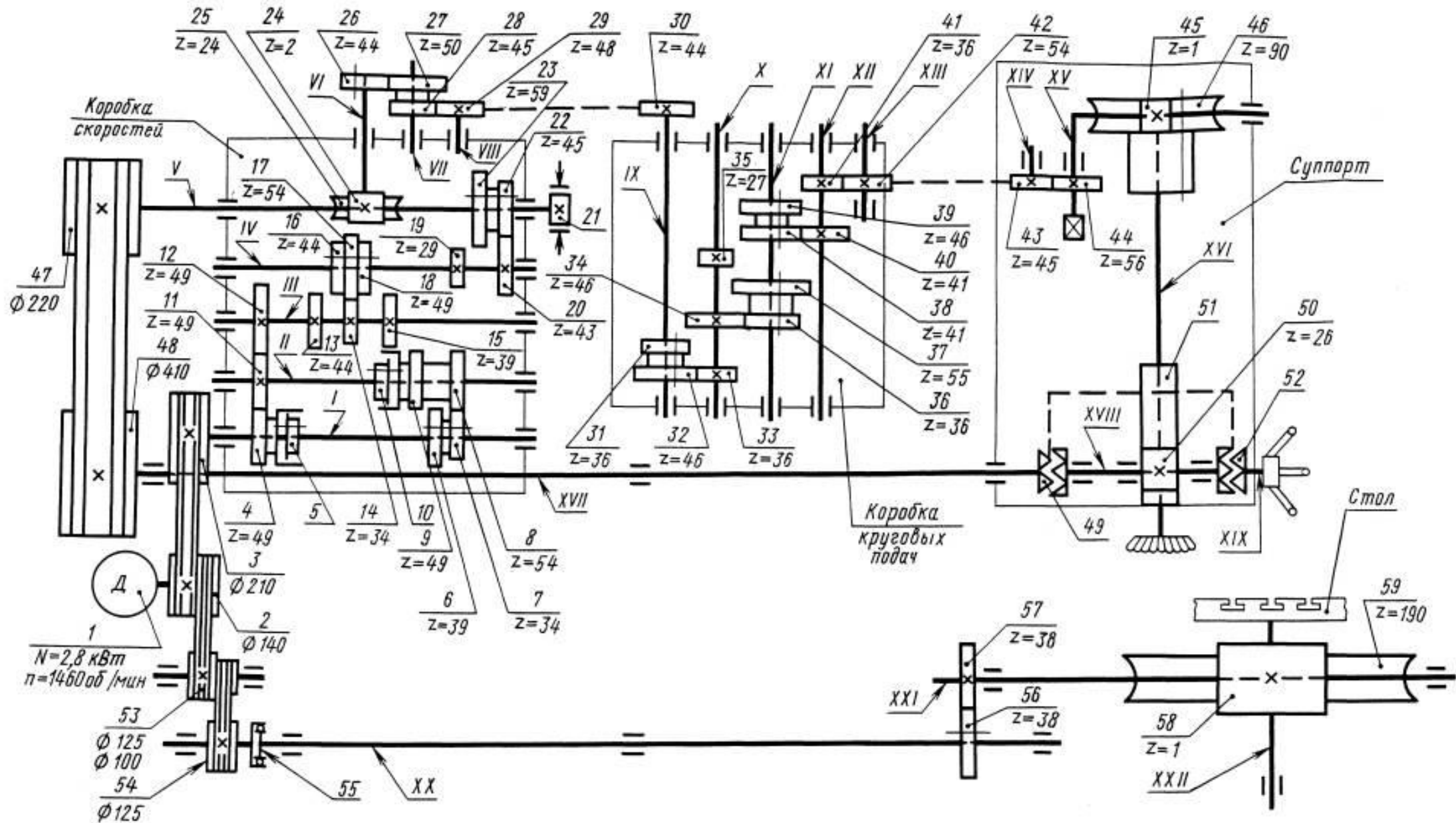
Кинематическая схема



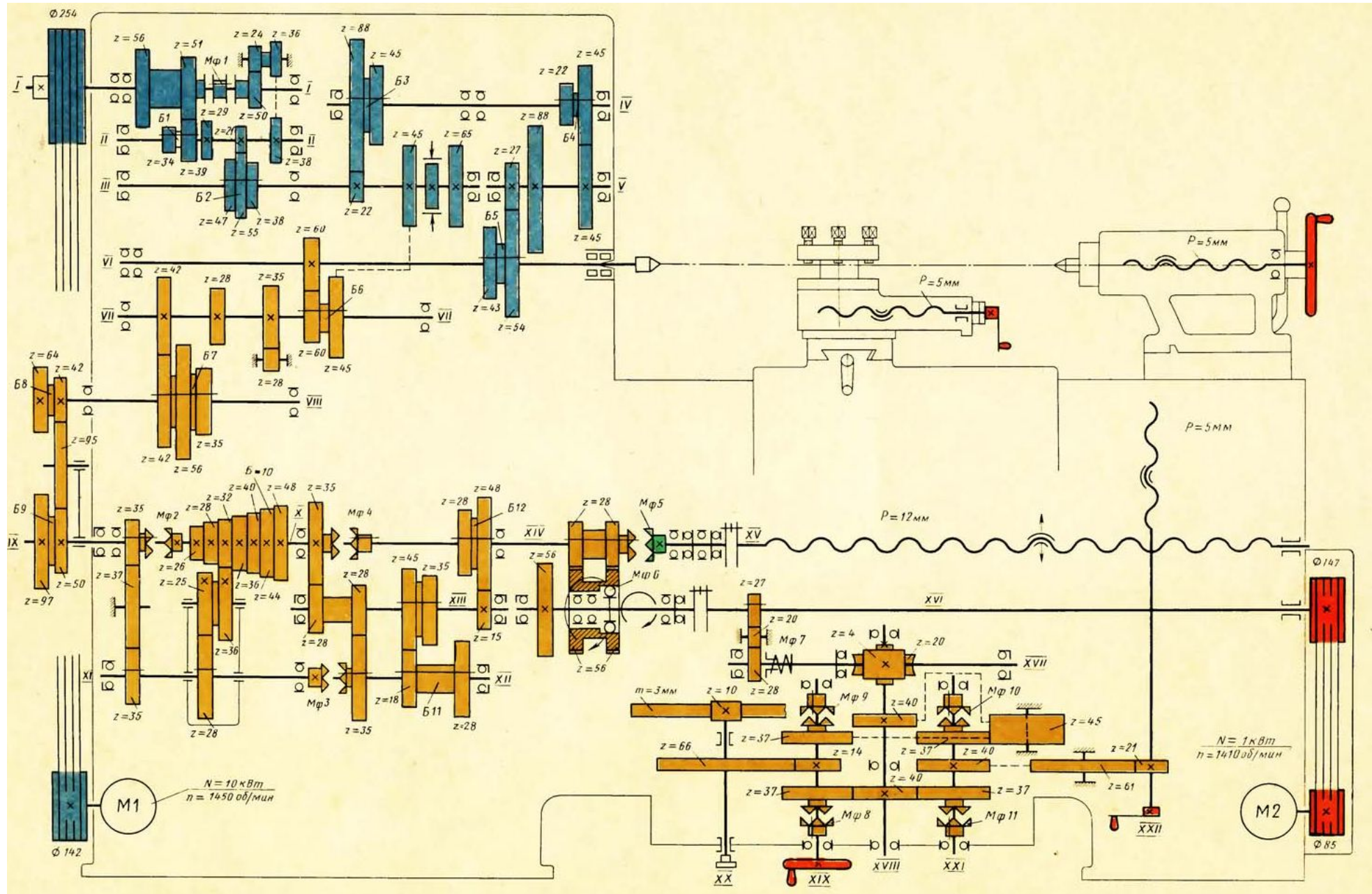
Кинематическая схема



Кинематическая схема



Кинематическая схема



Расчёт на точность

Регламентирован ГОСТ 21098-82 – кинематическая погрешность и погрешность мёртвого хода.

Их определение по методу максимума-минимума и вероятностным методом.

Метод максимума-минимума обеспечивает полную взаимозаменяемость и учитывает самые наихудшие варианты отклонений размеров.

Вероятностный метод учитывает законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их соединения на сборке. Совпадение действительных размеров деталей в цепи, выполненных равным предельным размерам, маловероятно. Поэтому, задаваясь некоторым процентом риска (процентом изделий, размеры замыкающих звеньев которых выйдут за установленные пределы), определяют возможное расширение полей допусков составляющих размеров. Вероятностный метод обеспечивает неполную взаимозаменяемость.

Корпуса и корпусные детали

Назначение: установка подвижных и неподвижных деталей и сборочных единиц механизмов приборов, в частности опор в виде подшипников скольжения и качения, электродвигателей, потенциометров, а также для их защиты от внешних воздействий, удобства монтажа и безопасности эксплуатации.

По функциональным признакам:

- корпуса-кожухи
- корпуса несущие

По конструктивным признакам:

- цельные
- разъемные
- сборные

Корпусы-кожухи

Назначение: защита механизмов приборов от случайных механических повреждений или воздействия отдельных факторов внешней среды (пыли и влаги)

Несущие корпуса

Назначение: обеспечение требуемого взаимного расположения подвижных и неподвижных узлов и деталей механизма

Конструктивные признаки и условия сборки:

- Разъемные
- Сборные
- Одноплатные
- Двухплатные

Способы изготовления:

- цельноточёные
- сварные
- литые
- прессованные
- штампованные

Несущие корпуса

- закон, вид и характер движения выходного звена
- общее передаточное отношение цепей ЭМП
- параметры нагрузки
- требуемая точность
- заданная компоновочная схема ЭМП
- условия эксплуатации и долговечности
- технологичность и экономические факторы
- в случае возникновения неоднозначности в выборе схемных элементов следует проанализировать целесообразность выбора с учётом дополнительных условий (стоимость, КПД, точность, технологичность)

Несущие корпуса

- Литые корпуса изготавливают литьём под давлением из силумина АЛ4 и АЛ9, магнитных сплавов МЛ4 и МЛ6, из бронзы БрАМц 9-2 и латуни ЛК80-ЭЛ.

Корпуса должны иметь простую конфигурацию, ограниченную плоскостями и поверхностями вращения без поднутрений.

Рекомендуется обрабатываемые поверхности располагать в одной плоскости и делать выступающими на 2-5 мм над необрабатываемыми; толщина стенок корпуса выбирается в пределах 1-3 мм, при этом внутренние стенки должны быть тоньше внешних на 20%; необходимо предусматривать закругления всех острых углов; поверхности разъема притирать, неплоскостностью до 0,05 мм.

Допуски размеров цилиндрических поверхностей назначаются по 6 кв., линейных размеров – по 8-11 кв.

Несущие корпуса

- Прессованные корпуса изготавливают из пластмасс: фенопласта К18-2, пресс-материала ФКПМ/5Т, аминопласта, волокнистых пластмасс. Они имеют малую плотность, высокую антикоррозионную стойкость при отсутствии дополнительных покрытий, высокие электроизоляционные свойства и малая стоимость.

Деталь должна иметь ровные стенки почти одинаковой толщины (3-5 мм), уклоны и плавные переходы от тонких стенок к утолщениям.

Допуски на размеры назначаются по 4-8 кв.

- Штампованные корпуса выполняют вырубкой, гибкой и вытяжкой из листовых и полосовых заготовок.

Для плоских и гнутых деталей применяют стали 10, 15 и Ст2, сплавы алюминия Д1А-М, Д16А-М, латунь Л62 и синтетические материалы – текстолит, стеклотекстолит СТК-41; для малых деталей, изготовляемых вытяжкой, применяют стали 08кп и 10кп, алюминий А и АМ, латуни Л90, Л80 и Л68, медь М1.

Толщина стенок металлических корпусов делается равной 0,5-2 мм, пластмассовых 0,7-2 мм, при высоте стенки более 40 мм – 3-8 мм.

Сборные и механически обрабатываемые корпуса

- Минимизация суммарного межосевого расстояния

$$\sum_i^n a_i = \frac{1}{2} m_1 (z_1 + z_2) + \dots + \frac{1}{2} m_n (z_{2n-1} + z_{2n})$$

$$i = i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}$$

Равнопрочные передачи: $n = 1,436 \lg i_0$

Равномодульные передачи: $n = 1,85 \lg i_0$

- Минимизация суммарного линейного расстояния при равнопрочности на изгиб

$$A_n = \frac{d_1}{2} + \sum_{i=1}^n a_i + \frac{d_{2n}}{2}$$

$$i_1 = i_2 = \dots = i_{n-1} = \sqrt[n]{2i_0}, ; i_n = \frac{i_1}{2}$$

~ ~ ~ ~ ~

Сборные и механически обрабатываемые корпуса

- параллельность плат и требуемую жёсткость корпуса обеспечивают с помощью стоек и втулок
- основное требование к стойкам заключается в соосности цапф, перпендикулярности и параллельности опорных торцов; посадочные диаметры стоек выполняют по h6, а предельные отклонения отверстий в платах для стоек назначают по H7
- размер между опорными поверхностями стоек выполняют по h8
- несоосность посадочных диаметров стойки не должна превышать 0,01 мм

Точность расстояния между платами и их параллельность достигаются путём совместного шлифования торцовых поверхностей втулок или стоек, соосность цапф обеспечивается автоматически при изготовлении валов, так как обе цапфы являются продолжением одной и той же геометрической оси.

Сборные корпуса выполняют из листовых материалов толщиной не менее 1,5 мм. Стенки, кронштейны и основания корпуса соединяют между собой винтами, штифтами. Для обеспечения необходимой жёсткости используют сварку, пайку, загибку или развальцовку стенок кромки

Характеристики корпусов

- базовые поверхности
- посадочные места (двигатель, потенциометр, подшипники)

Корпуса и корпусные детали

- центрирующая расточка под двигатель – Н7
- отверстия под потенциометры типов ПТП и ПЛ изготавливают глубиной до 1 мм и растачивают по Н9
- установка подшипников качения – через втулку или непосредственно в корпус

Корпуса и корпусные детали

- Минимизация площади зубчатых колёс и равнопрочность на изгиб – ограничение по площади на размещение редуктора

$$S_n = \frac{\pi z_1^2}{4} (m_1^2 i_1^2 + m_2^2 + \dots + m_n^2 i_n^2)$$

$$n = 3,786 \lg i_0$$

$$i = i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_0}$$

- Равенство делительных окружностей колёс и равнопрочность на изгиб – мощные силовые редукторы; особенность – размещение осей колёс в одной плоскости

$$n = \lg \left(\frac{\lg \left(\frac{i_1^3}{i_0} \right)}{\lg i_1^3} \right) \frac{1}{\lg \left(\frac{2}{3} \right)} ; i_1^3 > i_0$$

Литые корпуса

- базовые поверхности
- посадочные места (двигатель, потенциометр, подшипники)

Вопросы