

РАСЧЁТ И ПОДБОР СЕРВОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ СИСТЕМЫ ЛИНЕЙНОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ

Таубалдиев Азамат Аскарлович

специалист, Узбекский национальный институт метрологии,
магистр, Ташкентский государственный технический университет

E-mail: t.azamat@nim.uz, +998 97 180 74 81

Тоиров Олимжон Зувурович

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой,
Ташкентский государственный технический университет

E-mail: olimjon.t@mail.ru, +998 93 591 16 11

<https://doi.org/10.5281/zenodo.11159131>

Аннотация: В данной статье рассматриваются вопросы расчёта и подбора серводвигателя для системы линейного позиционирования, которая предназначена для высокоточного прецизионного расположения дозиметрических средств измерений на калибровочном столе системы позиционирования гамма- и рентгеновского облучателей. Определены нагрузки на систему линейного позиционирования, построен профиль движения, а также соотношение инерции нагрузки и двигателя, крутящий момент и скорость вращения. Подобран эффективный серводвигатель для системы позиционирования.

Ключевые слова: серводвигатель, система линейного позиционирования, редуктор, крутящий момент, режим работы, инерция, профиль движения.

CALCULATION AND SELECTION OF SERVOMOTOR FOR LINEAR POSITIONING SYSTEM

Abstract: This paper deals with the calculation and selection of servomotor for linear positioning system, which is designed for high-precision precision positioning of dosimetric measuring instruments on the calibration table of gamma and X-ray irradiator positioning system. The loads on the linear positioning system are determined, the motion profile is plotted, and the load-to-motor inertia ratio, torque, and rotational speed are determined. An efficient servomotor for the positioning system was selected.

Keywords: servomotor, linear positioning system, gearbox, torque, operating mode, inertia, motion profile.

ВВЕДЕНИЕ

Серводвигатель представляет собой наиболее влиятельный фактор стоимости при проектировании системы управления движением, причем не только в процессе покупки, но и в процессе эксплуатации [1]. При выборе серводвигателя для конкретного применения необходимо учитывать множество факторов, включая необходимую скорость, крутящий момент или силу, профиль движения, доступное физическое пространство и экологические проблемы [2]. Сочетание двигателя с большим крутящим моментом и усилителя приводит не только к увеличению первоначальных затрат, но и к увеличению эксплуатационных расходов, в частности, к увеличению потребления энергии. По оценкам, цена покупки составляет лишь около 2% от общих затрат за весь жизненный цикл; около 96% приходится на электроэнергию, и ещё 2% на обслуживание и эксплуатацию.

Правильный выбор размера серводвигателя для системы линейного позиционирования [3, 4] не только обеспечит наилучшую производительность системы, но и позволит значительно сократить расходы.

Традиционный метод определения размеров серводвигателей основан на расчете нагрузки системы, которая определяет необходимый размер двигателя. Стандартная практика требует добавлять коэффициент безопасности к требованиям по крутящему моменту, чтобы учесть дополнительные силы трения, которые могут возникнуть из-за старения механических компонентов.

Однако определение нагрузки на систему и выбор подходящего серводвигателя может занять очень много времени. Каждый двигатель обладает индивидуальной инерцией ротора, которая вносит свой вклад в крутящий момент системы, поскольку крутящий момент равен инерции, умноженной на ускорение. Расчет крутящего момента системы должен быть повторен для каждого двигателя, который рассматривается для данного применения [5].

Таким образом, выбрать оптимальный двигатель для конкретной задачи не так-то просто, учитывая огромное количество серводвигателей, представленных на рынке.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Передача системы линейного позиционирования имеет горизонтальное, расположение. Привод может состоять из зубчатой рейки и шестерни, редуктора, муфты, серводвигателя и подвижных частей (калибровочный стол с средствами измерения) и других соединительных частей, как показано на рисунке 1.

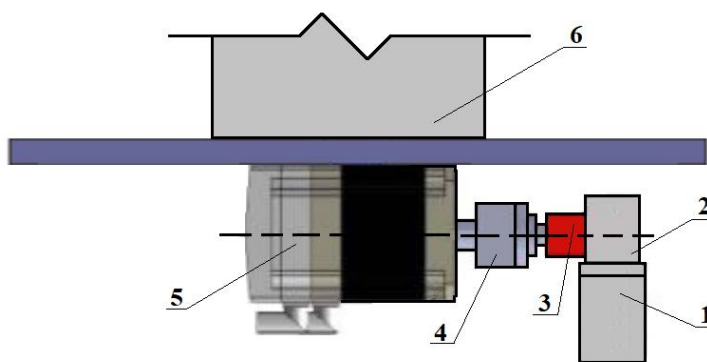


Рис.1. Система линейного позиционирования с электроприводом для математической модели: 1. зубчатая рейка, 2. шестерня, 3. муфта, 4. редуктор, 5. серводвигатель, 6. калибровочный стол (груз)

Для расчётов будем принимать следующие параметры: соединительная муфта между шестернёй и редуктором отсутствует, прямое соединение редуктора с серводвигателем, серводвигатель крепится непосредственно на калибровочный стол, подвижные части (калибровочный стол с средствами измерения) и другие соединительные части едины и в расчётах принимается как один груз.

При позиционировании несущие силы серводвигателя включают в себя момент постоянной нагрузки (включая силу тяжести, трения и т.д.), момент ускорения/замедления. При выборе двигателя необходимо провести всесторонний анализ каждой из этих сил, учесть соответствие механических частей приводному двигателю, рабочую скорость двигателя, время разгона/торможения системы линейного позиционирования,

остановочный путь двигателя и другие факторы, в конечном итоге определить модели двигателей.

Номинальная скорость

Скорость серводвигателя при быстром перемещении должна строго контролироваться в пределах номинальной скорости двигателя и должна находиться в диапазоне, близком к номинальной скорости двигателя; этот метод позволяет эффективно использовать мощность серводвигателя [6]. Двигатель допускает мгновенную скорость, превышающую максимальную; максимальная скорость превышает номинальную.

Максимальная скорость вращения, грт:

$$N = \frac{G \cdot V \cdot 19,1}{d}, \quad (1)$$

где V – линейная скорость, м/с.

Режим работы

Режим работы, т.е. способ приложения фактического движения, может иметь множество форм. Для системы линейного позиционирования применяется сервопривод, который требует резких и частых изменений крутящего момента в течение цикла нагрузки. Простейшими формами циклов нагрузки сервопривода являются треугольные и трапецеидальные профили движения. Они определяют наиболее важные данные, такие как максимальная скорость и максимальное ускорение, и их достаточно, чтобы охватить большинство приложений движения и последующего определения требований к крутящему моменту.

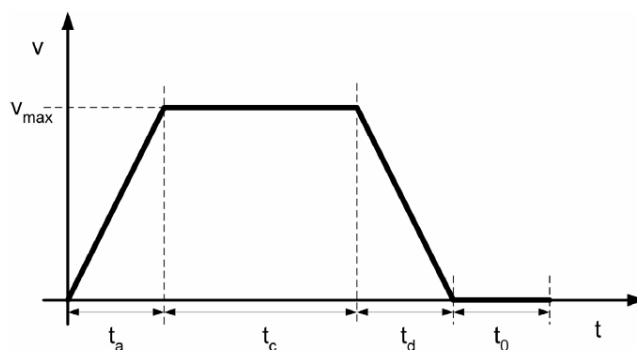


Рис.2. Трапецевидный профиль движения: V – скорость, $V_{\max}$ – максимальная скорость, t – время, t_c – время постоянной скорости, t_a – время разгона (ускорения), t_d – время замедления, t_0 – время простоя (время при нулевой скорости)

Режим работы системы линейного позиционирования считаем трапецевидным (Рис. 2).

Двигатель разгоняется до максимальной скорости, удерживает ее в течение некоторого времени, а затем замедляется до нуля. В зависимости от условий эксплуатации двигатель может оставаться в состоянии покоя в течение некоторого времени.

Соотношение инерции нагрузки и двигателя

Отношение инерции нагрузки отражает способность двигателя управлять нагрузкой. Двигатель с соответствующей инерцией может работать эффективно. Техническим показателем выбора является отношение инерции нагрузки (инерция нагрузки / инерция двигателя). Если отношение инерции нагрузки слишком велико, это приведет к неустойчивости управления двигателем, и его будет очень сложно отладить [7].

Серводвигатели не должны эксплуатироваться при соотношении 10:1. Это также снижает точность и увеличивает время позиционирования.

Существует два распространенных способа использования реечной системы: когда рейка неподвижна и перемещает шестерню по длине стойки, или, когда шестерня неподвижна и перемещает стойку взад-вперед.

Когда стойка неподвижна, а шестерня движется, общая инерция системы включает приложенную нагрузку, шестерню, муфту и коробку передач.

В типичной реечной системе движущимися компонентами, составляющими общую инерцию нагрузки (формула 2), являются приложенная нагрузка, шестерня, муфта и коробка передач (если она входит в состав системы).

$$J_L = \frac{J_E + J_p}{G^2} + J_c + J_G, \quad (2)$$

где J_L - суммарная инерция нагрузки, переданная на двигатель, kgm^2 ; J_E - инерция приложенной нагрузки, kgm^2 ; J_p - инерция шестерни, kgm^2 ; G - передаточное число; J_c - инерция муфты, kgm^2 ; J_G - инерция редуктора, kgm^2 .

Груз можно рассматривать как точечную массу, вращающуюся вокруг шестерни. Следует помнить, что груз, скорее всего, будет закреплен на шестерне с помощью каретки или стола, поэтому масса в этом уравнении должна включать массу приложенного груза и массу монтажного стола или каретки.

Груз можно рассматривать как точечную массу, вращающуюся вокруг шестерни. Масса груза в уравнении должна включать массу приложенного груза и массу монтажного стола или каретки. Инерция приложенной нагрузки рассчитывается по следующей формуле:

$$J_E = M \cdot r^2, \quad (3)$$

где J_E - инерция приложенной нагрузки, kgm^2 ; M - масса приложенного груза, включая калибровочный стол, kg ; r - радиус делительной окружности шестерни, m .

Инерция редуктора добавляется к системе, но ее добавление незначительно по сравнению с уменьшением, обеспечиваемым передаточным числом, которое оказывает обратное квадратичное влияние на инерцию нагрузки.

Инерция шестерни J_p и редуктора J_G берётся из спецификации на конкретную модель. Инерция муфты J_c не берётся из-за его отсутствия. Суммарная инерция нагрузки J_L сравнивается с инерцией серводвигателя J_M , который берётся из характеристик серводвигателя.

Рекомендуемое соотношение инерции нагрузки и двигателя для удовлетворения $J_L/J_M \leq 1 \sim 6$ [8, 9].

Крутящий момент

Общий крутящий момент в основном включает крутящий момент от механического трения, предварительной нагрузки и гравитационной силы.

Общая формула расчёта крутящего момента, $\text{N}\cdot\text{m}$:

$$T = (F_B + F_g + F_T) \frac{d}{2}, \quad (4)$$

где F_B – силы внешнего воздействия, N ; F_g – гравитационная сила, N ; F_T – гравитационная сила, N ; d - диаметр делительной окружности шестерни, m .

Силы внешнего воздействия отсутствуют, следовательно, $F_B = 0$.

Гравитационная сила:

$$F_g = M \cdot g \cdot \sin \gamma, \quad (5)$$

где M – общая масса груза, kg; g - ускорение свободного падения, m/s^2 ; γ - угол между грузом и направлением силы. $F_g = 0$, так как груз воздействует под прямым углом.

Сила трения, N:

$$F_T = M \cdot g \cdot \mu, \quad (6)$$

где M – общая масса груза, kg; g - ускорение свободного падения, m/s^2 ; μ - коэффициент трения.

Расчетный крутящий момент, $N \cdot m$:

$$T_p = T \cdot S, \quad (7)$$

где S - фактор безопасности, учитывается коэффициент безопасности в соответствии с загруженностью, общий рекомендуемый диапазон от 1 до 4 ($S \cong$ от 1 до 4) [10].

Значение крутящего момента нагрузки в пересчете на вал серводвигателя, $N \cdot m$:

$$T_L = \frac{T_p}{G \cdot \eta}, \quad (8)$$

где G - передаточное число; η - эффективность зубчатой передачи.

Крутящий момент при разгоне/торможении (характеристики разгона/торможения). Максимальный (общий) крутящий момент. Среднеквадратичный крутящий момент (RMS)

Система линейного позиционирования может достичь максимального крутящего момента в процессе ускорения и замедления. Следовательно, необходимо рассчитать крутящий момент при разгоне (ускорении)/торможении.

Формула расчёта крутящего момента при разгоне/торможении, $N \cdot m$:

$$T_A = \frac{2\pi \cdot N}{60 \cdot t_A} \cdot (J_M + \frac{J_L}{\eta}). \quad (9)$$

Общая инерция (системы) и максимальное ускорение определяют ускоряющий момент. Общий крутящий момент, т.е. требуемый пиковый (периодический) крутящий момент, представляет собой сумму крутящего момента ускорения и постоянного крутящего момента.

При выборе серводвигателя необходимо учитывать соответствие максимального крутящего момента серводвигателя и крутящего момента при ускорении/замедлении.

Формула расчёта максимального (общего) крутящего момента системы линейного позиционирования, $N \cdot m$:

$$T_{max} = T_L + T_A. \quad (10)$$

Требуемый среднеквадратичный крутящий момент является результатом всего цикла движения, а также ускорения и постоянного момента каждого сегмента движения.

Среднеквадратичный крутящий момент («среднеквадратичный») представляет собой средний крутящий момент за весь рабочий цикл. Для расчета среднеквадратичного крутящего момента необходимы следующие параметры:

- Крутящий момент при разгоне
- Крутящий момент при постоянной скорости
- Крутящий момент при замедлении
- Время разгона
- Время постоянной скорости
- Время замедления
- Время простоя

Формула расчёта среднеквадратичного крутящего момента, N·m:

$$T_{RMS} = \sqrt{\frac{(T_A+T_L)^2 \cdot t_A + T_L^2 \cdot t_C + (T_L+T_D)^2 \cdot t_D + T_D^2 \cdot t_O}{t_A + t_C + t_D + t_O}}, \quad (11)$$

где T_D - крутящий момент при замедлении, N·m, T_D - крутящий момент при простое, $T_D = 0$ N·m.

Чтобы избежать перегрева серводвигателя, среднеквадратичное значение крутящего момента за цикл должно быть менее 90% от крутящего момента срыва серводвигателя.

Точность позиционирования (AP), mm:

$$AP = \frac{m \cdot G}{R \cdot S}, \quad (12)$$

где m - шаг реечной шестерни, mm; R - разрешение энкодера, (pulses/rev), S - мультипликатор позиционера.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Определение размеров, массу системы линейного позиционирования, коэффициента трения и внешних сил.

Масса системы линейного позиционирования $M = 180$ kg, допустимая масса загрузки системы (средства измерения) 45 kg.

Коэффициент трения $\mu = 0.04$ (трение стали по стали). Были проведены эксперименты по определению коэффициента трения. Экспериментальные данные и табулированные совпадают (экспериментальное значение $\mu = 0.036$, табулированное $\mu = 0.04$).

На основе расчётов по подбору зубчатой рейки, шестерни и редуктора, приведены необходимые данные для подбора серводвигателя.

Редуктор, модель AB090 - 035 - S2 - P2:

- передаточное число $G = 35$;
- эффективность редуктора $\eta = 94\%$ (0,94);
- инерция редуктора $J_G = 0,13 \cdot 10^{-4}$ kgm².

Шестерня, модель F02122A22:

- диаметр делительной окружности шестерни $D = 44$ mm;
- инерция редуктора $J_p = 1,072 \cdot 10^{-4}$ kgm².

Определение режима работы электропривода системы линейного позиционирования. Профиль движения системы линейного позиционирования приведён на рисунке 3.

Характеристики режима работы:

- одинаковое изменение скорости;
- скорость позиционирования $V = 0,2$ m/s;
- время постоянной скорости $t_C = 4,5$ s;
- время разгона/замедления $t_A = t_D = 0,25$ s;
- время простоя $t_O = 1,0$ s;
- точность позиционирования $AP = 0,01$ mm.

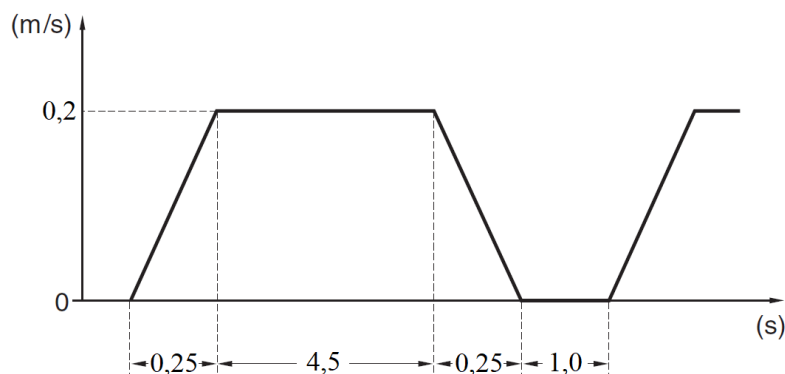


Рис.3. Профиль движения системы линейного позиционирования

Расчёт общей инерции нагрузки на вал серводвигателя.

Инерция приложенной нагрузки (масса установки 180 kg и максимальная разрешённая масса средств измерений 45 kg):

$$J_E = (180 + 45) \cdot \left(\frac{0,044}{2} \right)^2 = 0,1089 \text{ kgm}^2$$

$$J_L = \frac{0,1089 + 1,072 \cdot 10^{-4}}{35^2} + 0 + 0,13 \cdot 10^{-4} = 1,019 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Расчет крутящего момента.

$$T_L = \frac{(0 + 225 \cdot 9,81 \cdot \sin 0 + 225 \cdot 9,81 \cdot 0,04 \cdot \cos 0) \frac{0,044}{2} \cdot 2}{35 \cdot 0,94} = 0,118 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Максимальная скорость вращения:

$$N = \frac{35 \cdot 0,2 \cdot 19,1}{0,044} = 3039 \text{ rpm.}$$

Временный выбор серводвигателя.

Процесс подбора серводвигателя, основанный на сравнении инерции, скорости и крутящего момента, необходим для принятия решения по выбору технологии двигателя для данного применения (системы линейного позиционирования). Этот метод позволит ограничить количество двигателей, которые необходимо исследовать, и, следовательно, сократить время, необходимое для поиска оптимального двигателя.

По расчётным значениям, инерция приложенного груза $J_L = 0,1089 \text{ kgm}^2$, крутящий момент $T_L = 0,118 \text{ N} \cdot \text{m}$ и максимальная скорость вращения $N = 3039 \text{ rpm}$, выбираем из каталога серводвигатель.

Характеристики серводвигателя HG-KR23B от MITSUBISHI ELECTRIC:

- Номинальная мощность 0,2 kW
- Номинальный крутящий момент 0,64 N·m
- Номинальная скорость 3000 rpm
- Момент инерции $J_M = 0,243 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Разрешение на один оборот серводвигателя: 4194304 pulses/rev

На рисунке 4 дан общий вид серводвигателя.

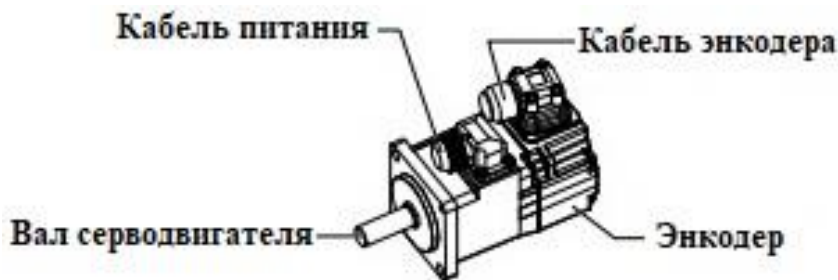


Рис.4. Серводвигатель HG-KR23B

Расчёт крутящего момента при разгоне/торможении:

$$T_A = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3039}{60 \cdot 0,25} \cdot \left(0,243 \cdot 10^{-4} + \frac{1,019 \cdot 10^{-4}}{0,94} \right) = 0,169 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Расчёта максимального (общего) крутящего момента системы линейного позиционирования:

$$T_{max} = 0,118 + 0,169 = 0,287 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Расчёт среднеквадратичного крутящего момента:

$$T_{RMS} = \sqrt{\frac{(0,169+0,118)^2 \cdot 0,25 + 0,118^2 \cdot 4,5 + (0,118+0,169)^2 \cdot 0,25 + 0}{0,25+4,5+0,25+1}} = 0,132 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Разрешение на один оборот серводвигателя:

$$R = \frac{2 \cdot 35}{0,01 \cdot 1} = 7000 \frac{\text{pulses}}{\text{rev}}.$$

ОБСУЖДЕНИЕ И ВЫВОДЫ

На основе расчётов и временном подборе серводвигателя HG-KR23B от MITSUBISHI ELECTRIC были просмотрены все необходимые параметры для окончательного выбора серводвигателя.

Инерция нагрузки

[Инерция нагрузки $J_L = 1,019 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$] $\leq$ [Инерция ротора двигателя $J_M = 0,243 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$] $\times$ [максимальное отношение = 6]

Эффективный крутящий момент

[Эффективный крутящий момент = $0,132 \text{ N} \cdot \text{m}$] $<$ [Номинальный крутящий момент серводвигателя $0,64 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0,8$]

Максимальный крутящий момент

[Максимальный крутящий момент $T_{max} = 0,287 \text{ N} \cdot \text{m} <$ [Максимальный крутящий момент серводвигателя $2,2 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0,8$]

Максимальная скорость вращения

[Максимальное количество оборотов $N = 3039 \text{ rpm}] \leq$ [Максимальная скорость вращения серводвигателя 6000 rpm]

Разрешение энкодера

[Разрешение энкодера = 7000 pulses/rev] $\leq$ [Разрешение энкодера серводвигателя = $4194304 \text{ pulses/rev}$].

Характеристики энкодера $4194304 \text{ pulses/rev}$ должны быть установлены на 7000 с помощью параметра Encoder Dividing Rate Setting.

Литература

1. Voss, Wilfried. Comprehensible Guide to Servo Motor Sizing. Copperhill Technologies, 2007
2. <https://epochautomation.com/how-to-select-servo-motors/>
3. Тоиров О.З., Таубалдиев А.А. Автоматизация управления системы линейного позиционирования облучательной установки. Межд. научно-практической конференции «Актуальные проблемы энергетики в условиях цифровизации экономики» БухИТИ, 2022 г., с. 422-425
4. Azamat Taubaldiev, Miloš Živanović, Gamma irradiation system's performance tests, Radiation Protection Dosimetry, Volume 200, Issue 4, March 2024, Pages 368–378, <https://doi.org/10.1093/rpd/ncad311>
5. Fredrik Roos, Hans Johansson, Jan Wikander, Optimal selection of motor and gearhead in mechatronic applications, Mechatronics, vol.16, pp.63–72, 2006.
4. Herman J. Van de Straete, Pascal Degezelle, Joris De Schutter. Servo Motor Selection Criterion for Mechatronic Applications. IEEE/ASME, vol.23 no. 2, pp. 270-275, 1987
6. Wang YC, Yu XX, Wu L. Selection and Analysis of Servomotor for Three-Axis Transmission System in CNC Machine Tool. AMR 2013; 760–762:1148–53. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.760-762.1148>
7. Sabri Cetinkunt, Optimal design issues in high-speed high-precision motion servo systems, Mechatronics, vol. 1, no. 2, pp.187–201, 1991
8. Central Machine Tool Institute, Machine tool design handbook [M], Tata Mcgraw publishing company limited, Bangalore, 1982
9. SEIMENS. Synchronous Motors 1FK7 [M], SEIMENS, 2010
10. <https://www.apexdyna.nl/en/news/calculate-rack-and-pinion>