

Рисунок 3 – Схема деформаций и удлинений

УДК 62.587

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ ЧЕРВЯЧНОМ РЕДУКТОРЕ

Дубаневич Д.Т., ст. преп., Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Куландин А.С., асс.

*Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Реферат. В статье представлены исследования явления потери мощности в двухступенчатом червячном редукторе. Определены факторы, оказывающие наибольшее влияние.

Ключевые слова: редуктор, мощность, потери.

Потери мощности в червячном редукторе определяется коэффициентом полезного действия: $\eta_{\text{общ}} = \eta_3 \eta_{\text{оп}} \eta_m$.

Величина потерь в зацеплении η_3 и опорах валов $\eta_{\text{оп}}$ достаточно хорошо изучены и могут быть рассчитаны без затруднений.

В определении потерь на разбрызгивание и взвешивание масла η_m имеются определённые трудности, так как этот вопрос мало изучен.

На величину потерь η_m влияют вязкость и количество заливаемого в редуктор смазочного масла, его температура, а также окружная скорость вращающихся деталей редуктора. Опыты проводились на самосмазывающихся двухступенчатых червячных редукторах привода обувного конвейера. В этом редукторе в первой его ступени в масло погружено червячное колесо, а во второй – червяк.

Потери мощности определялись для масел: индивидуальное 50 ($E_{50}^0 = 7$) ГОСТ 1707-51; автол 10 ($E_{50}^0 = 11,9$) ГОСТ 1862-51; автол 18 ($E_{50}^0 = 17,2$) ГОСТ 1862-51; вискозин ($E_{50}^0 = 36$) ГОСТ 1841-51.

При интенсивном взвешивании и разбрызгивании масла в редукторе улучшается теплоотвод от нагревающихся червячного колеса и червяка, на что затрачивается определённая мощность, которую можно также отнести к потерям энергии.

Увеличение передаваемой через редуктор мощности неизбежно влечёт за собой повышение температуры масла, что уменьшает его вязкость, а следовательно, и потери. При улучшении охлаждения редуктора передаваемую мощность можно увеличить. Крутящий момент на входном валу редуктора измерялся тензометрической муфтой. Электрический сигнал с неё через токосъёмник подавался на усилитель. Крутящий момент и скорость вращения входного вала регистрировалась осциллографом. Температура масла в корпус редуктора и число оборотов входного вала редуктора определялись термометром

и тахометром. Число оборотов электродвигателя 1 измерялось в пределах до 2000 об/мин.

Тензометрическая муфта тарировалась перед началом эксперимента.

В редуктор заливалось 0,75 л масла, что соответствовало погружению червяка второй ступени и червячного колеса первой ступени до их геометрической оси.

Результаты сравнительных испытаний различных масел в виде пространственных графиков приведены на рисунке 1.

Из рисунка 1 видно, что кинетический момент сопротивления увеличивается при возрастании скорости вращения входного вала редуктора и при понижении температуры для всех испытанных масел.

Однако величина и интенсивность кинетических моментов сопротивления при увеличении скорости и понижении температуры не одинаковы для различных масел.

Лучшим смазочным материалом с точки зрения величины сопротивлений в редукторе при температурах 22–80 °С является масло индустриальное 50 (машинное СУ).

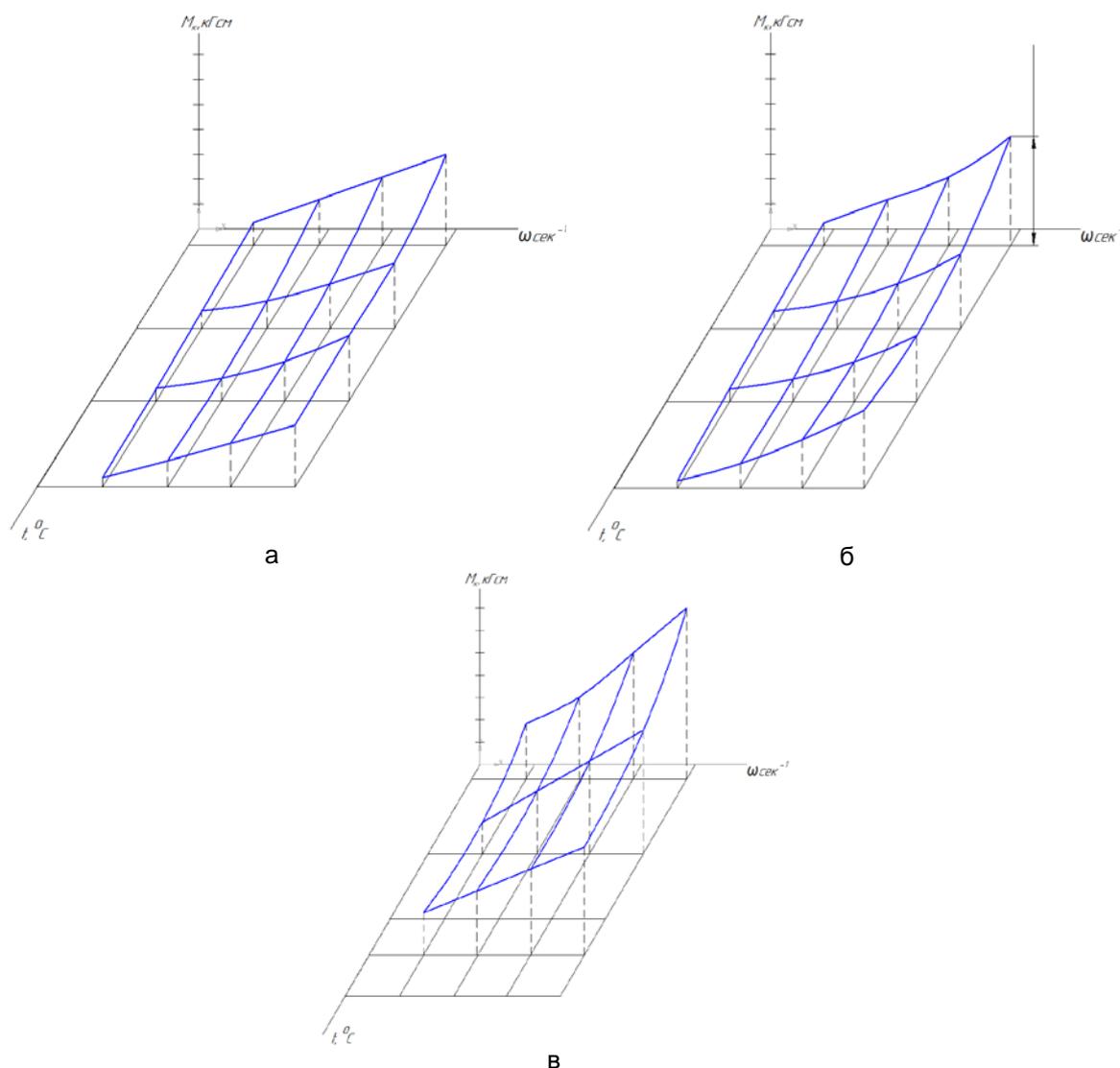


Рисунок 1 – График зависимости кинетического момента сопротивления масла в редукторе (M_k) от скорости вращения (ω) и температуры ($t, \text{ }^\circ\text{C}$):

а – при смазке маслом машинное СУ; б – при смазке маслом автол 18;

в – при смазке маслом вискозин

При испытании масла вискозин замечена следующая особенность. Начиная, примерно, с 1500 об/мин входного вала редуктора и при температурах 22–30 °С на осциллографической записи появлялись заметные колебания момента сопротивления. С повышением числа оборотов и понижением температуры эти колебания увеличивались.

С повышением температуры масла, а следовательно, снижением вязкости его эти колебания уменьшаются и при температуре 80 °С на осциллограмме уже не заметны.

Это явление, по-видимому, можно объяснить неравномерностью смазки червячной передачи редуктора. Однако для детального изучения замеченных колебаний требуются специальные исследования.

Влияние высоты уровня смазочного масла на величину потерь исследовалось при различных его объёмах в редукторе (0,25, 0,5, 0,75 л).

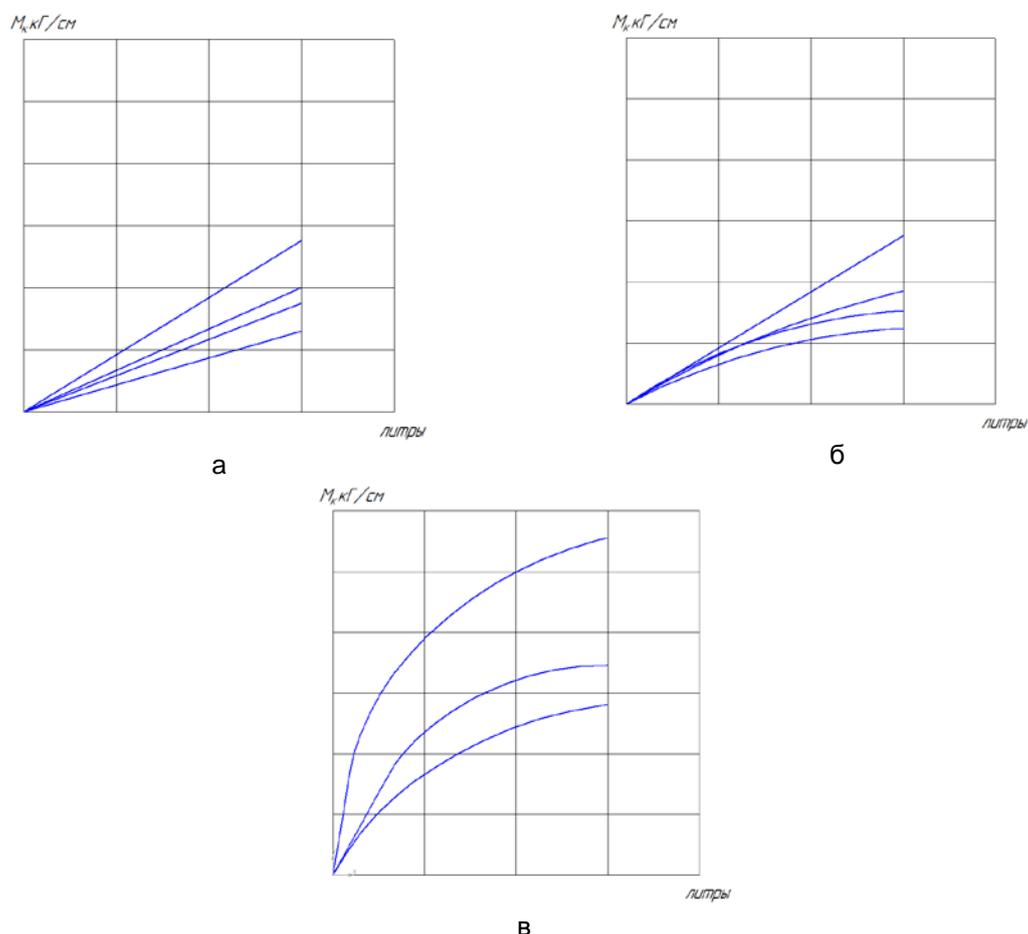


Рисунок 2 – Графики зависимости кинетического момента сопротивления масла (M_k) в редукторе при постоянной угловой скорости 150 сек⁻¹ от количества залитого масла:
а – машинное Су; б – автола 18; в – вискозина

Объём масла в 0,25 соответствовал погружению червячного колеса первой ступени на две высоты зуба, а червяк второй ступени был «сухим»; при 0,5 л масла, червяк второй ступени погружался на высоту зуба; при 0,75 л – червяк второй ступени и зубчатое колесо первой ступени погружались в масло до своих геометрических осей

Опыты показали, что увеличение уровня масла не даёт пропорционального увеличения потерь мощности (рис. 2). Например, при температуре 22 °С повышение уровня масла в 3 раза (в результате чего «сухой» червяк второй ступени погружался в масло по геометрическому ось) приводило к возрастанию потерь, примерно, в 1,5 раза.

Для менее вязких масел влияние его уровня на величину потерь мощности сказывается незначительно.

Проведённые исследования позволяют сделать вывод, что уровень масла в ванне самосмазывающегося редуктора влияет на величину потерь меньше, чем вязкость масла.

Это даёт основание предположить, что в редукторе при достаточном количестве масла возникает значительное гидродинамическое сопротивление. Чтобы выявить, в какой степени кинетический момент сопротивления от взвешивания масла в редукторе зависит от величин, определяющих гидродинамическое сопротивление, был построен график

зависимости момента сопротивления в редукторе от произведения вязкости смазки η (в паузах) на скорость вращения входного вала редуктора n .

УДК 531.314.2

УПРАВЛЯЮЩИЕ УСИЛИЯ В МАНИПУЛЯТОРАХ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Федосеев Г.Н., к.т.н., доц., Нестеров Д.А., студ., Новожилов А.Е., студ.

*Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Реферат. В предлагаемой статье описывается применение уравнений Лагранжа второго рода относительно манипулятора с двумя степенями свободы. Получены законы изменения управляющих усилий для двух конкретных случаев, построены графики.

Ключевые слова: манипулятор, захват, звено, закон движения, уравнение, производная, скорость, ускорение.

Для реализации автоматического управления манипулятором, необходимо знать законы изменения управляющих усилий. В предложенной работе получим эти законы для двух конкретных случаев.

Манипуляторы (рис. 1), состоящие из звеньев 1 и 2 и захватов D, приводятся в движение приводами А и В. Захваты D перемещаются вдоль прямой ON. Со стороны приводов А и В к звеньям прилагаются управляющее усилие либо момент в соответствии со схемами на рисунках.

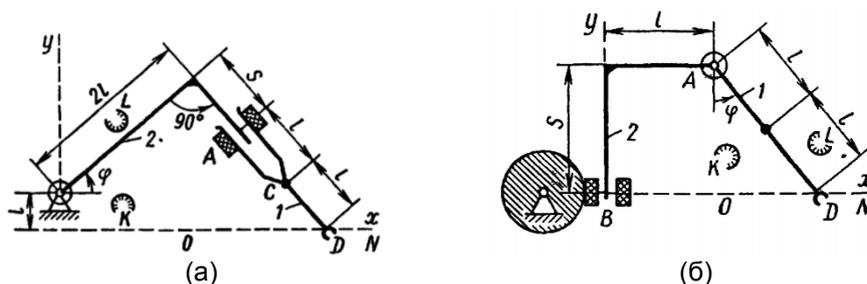


Рисунок 1 – Схемы манипуляторов

Перемещение вращающихся звеньев манипуляторов ограничено препятствиями К и L, поэтому изменение угла поворота $\varphi = \varphi(t)$ этих звеньев возможно лишь в интервале $[\varphi(0); \varphi(t)]$, где t – время движения звеньев. Технические условия работы манипуляторов требуют, чтобы вращающееся звено сошло со связи К при $t = 0$ и «мягко» коснулось препятствия L при $t = t$.

Программные движения вращающихся звеньев, удовлетворяющие требованиям «мягкого» касания, приняты в таком виде:

$$а) \quad \varphi(t) = \varphi(0) + [\varphi(t) - \varphi(0)] \left(\frac{t}{\tau} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi t}{\tau} \right),$$

$$б) \quad \varphi(t) = \varphi(0) + [\varphi(t) - \varphi(0)] \left(10 - \frac{15t}{\tau} + \frac{6t^2}{\tau^2} \right) \frac{t}{\tau};$$

$$а) \quad m_1 = 4 \text{ кг}; J_1 = 1.5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; J_2 = 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; l = 0.3 \text{ м}; \tau = 0.5 \text{ с}; \varphi(0) = 0; \varphi(t) = \pi/6$$

$$б) \quad m_1 = 3 \text{ кг}; m_2 = 3 \text{ кг}; J_1 = 0.7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; l = 0.7 \text{ м}; \tau = 0.4 \text{ с}; \varphi(0) = \pi/6; \varphi(t) = \pi/3$$

Используя заданные параметры масс и длин звеньев, их моментов инерции относительно главной оси, начального и конечного угла поворота вращающегося звена, времени движения, потребуем:

1. Вычислить значения управляющих сил и моментов в начале торможения вращающегося звена.