УДК 622.232.002

С.Л. Иванов , М.Д. Коломийцов

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ГОРНЫХ МАШИН

(на примере привода подачи типа "Урал")

Изложен разработанный первый этап комплексного энергетического метода определения потерь энергии в электромеханическом приводе, испытывающем случайные динамические нагрузки. Метод основан на сочетании расчета и эксперимента по определению потерь в диапазоне реальных нагрузок, преодолеваемых приводом. Метод отрабатывается на серийном гидроприводе подачи комбайна типа УРС.

The first stage of the complex power method for determination the energy losses in electro-mechanical drive with accidental dynamic loads is considered. The method is based on the calculation and experiment for loss determination in the range of real loads overcoming by the drive. The method is developed at the serial hydraulic drive of the combine URS type.

Горные машины, предназначенные для разрушения горных пород,- комбайны, экскаваторы, буровые и камнерезные машины - имеют общую структурную схему, включающую исполнительный орган с приводом и привод подачи (напора). На исполнительном органе этих машин формируется динамическая случайная нагрузка, 90 % которой затрачивается исполнительным органом на разрушение породы, а оставшаяся часть приходится на его внедрение в забой с помощью привода подачи.

Характер преобразования энергии в этих приводах различен: амплитуда внешней нагрузки гасится в подающей части и усиливается на резонансных частотах в приводе исполнительного органа, где амплитудно-частотная характеристика случайна и зависит от состояния элементов привода и характера колебания. Математическое ожидание и дисперсия нагрузки линейно зависит от технической производительности горной машины, т.е. ее скорости подачи. Общность структурных схем и качества нагрузок горных машин предполагает однотипность метода расчета их приводов.

Постоянное совершенствование конструкции горных машин с одновременным увеличением их единичной мощности, введение автоматического регулирования нагрузки и режимов работы не дают значительного улучшения их основных показателей качества (ресурс, удельные энергозатраты, безопасность). Такое положение объясняется отсутствием эффективного инженерного метода оценки и расчета фактических и допускаемых нагрузок в элементах приводов горных машин. Широко используемые в технике прочностные методы расчета и оценки ресурса (отказов)вероятностными методами теории надежности не адекватно отражают реальное преобразование усилий в элементах рассматриваемых приводов в силу указанных выше специфических свойств и условий работы горных машин.

Для прогнозирования ресурса и контроля за энергией, рассеиваемой в приводах горных машин, испытывающих динамические случайные нестационарные нагрузки, предпочтителен энергетический метод, основанный на постулате - только энергия, теряемая в приводе, разрушает его элементы [5]. В этом случае ресурс машины (привода) будет определяться количеством энергии, рассеянной в ее элементах за время эксплуатации,

$$T_р = K_к \cdot 3600/\Delta P \ ,$$

где $K_к$ - предельное количество энергии, которое может рассеять в своих элементах за время эксплуатации машина до капитального ремонта (ее внутренний энергоресурс), кДж; ΔP - средние потери мощности в элементах привода в период его эксплуатации, кВт.

Величина энергоресурса постоянна для однотипных машин [3, 4] и определяется свойствами материала деталей, кинематикой привода, технологией его изготовления и не зависит от величины и характера нагрузки, если она не превышает максимально допустимого предела. Чем больше потери мощности ΔP в приводе, тем интенсивнее расходуется его энергоресурс и пропорционально раньше наступает предельное состояние элементов с пропорциональным сокращением ресурса привода $T_р$ в целом. Величина потерь привода складывается из потерь холостого хода, которые постоянны и не зависят от нагрузки, и потерь, пропорциональных нагрузке, передаваемой приводом,

$$\Delta P = P_x + a\, P_2 = P_x + a\, F_п\, \upsilon_п \ ,$$

где a - коэффициент интенсивности роста потерь; P_2 , $\upsilon_{\text{п}}$ и $F_{\text{п}}$ - соответственно полезная мощность привода, скорость и усилие подачи.

Наиболее точно численно оценить потери энергии в функции нагрузки конкретного привода возможно экспериментально на стенде [4]. Эта интегральная оценка характеризует конструкцию привода и технологию изготовления его элементов, точность их последующей сборки, разделить которые в данном случае не представляется возможным.

Теоретический расчет потерь мощности в некотором среднем приводе позволяет дать оценку качества его конструкции и заложенных в него технологических решений (например, поверхностная твердость зубьев колес редуктора, чистота поверхности, тип масла и т.д.). Это даст возможность оценить привод уже на стадии проектирования, выявив его слабые места, уточнить конструкторские, технологические и эксплуатационные решения. Сравнивая расчетные потери энергии с реальными, полученными на испытательном стенде, возможно достаточно точно выявить неисправность или повышенный расход энергии в том или ином узле конкретного привода, определить наиболее рациональную стратегию ремонта, оптимизировать технологию изготовления отдельных деталей и машины в целом, прогнозировать его ресурс в зависимости от предполагаемых условий эксплуатации. Таким образом, теоретическая оценка потерь мощности привода наряду со стендовыми испытаниями значительно расширяют возможности этих двух методов, успешно дополняя друг друга.

Для контроля за показателями качества изготовления привода подачи типа "Урал-33" и прогнозирования ресурса был создан стенд (рис. 1). Он состоит из основной рамы 1, на которой установлена подвижная рама 9 с закрепленным на ней мультипликатором 6 и машиной постоянного тока 5. На вход-

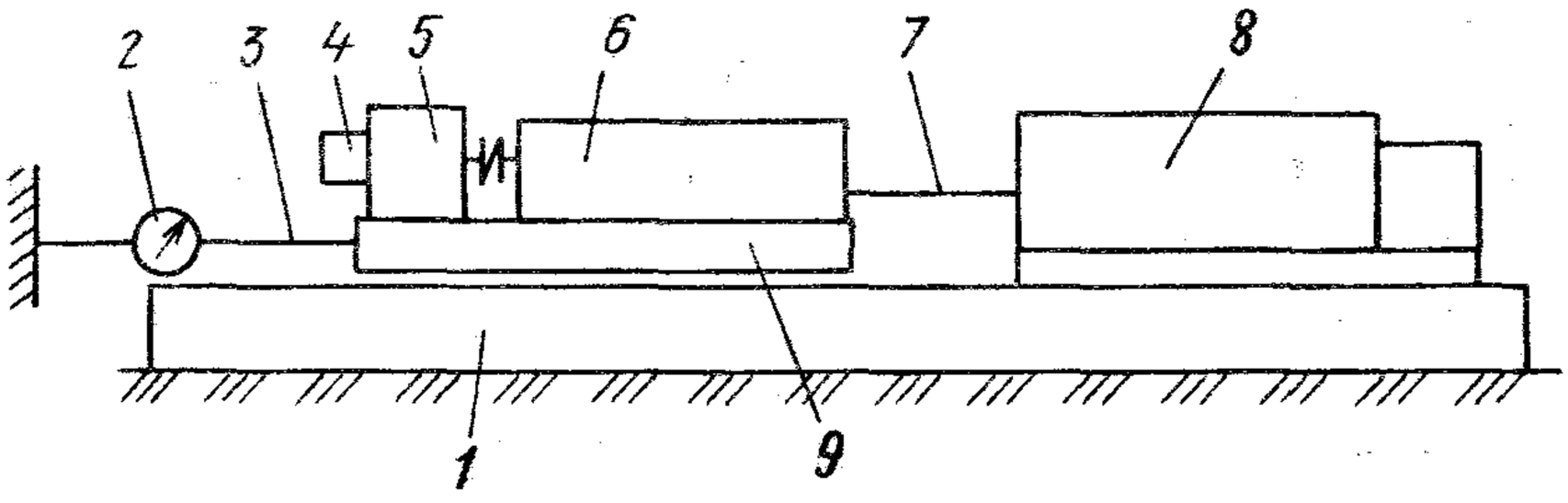


Рис.1. Схема стенда

ном валу мультипликатора установлен канатный барабан, аналогичный барабану испытываемого привода. Подвижная рама 9 связана с основной 1 посредством каната 3, усилие в котором $F_п$ при испытании привода на стенде фиксируется динамометром 2. Сам гидропривод подачи 8 закреплен на раме 1. Давление рабочей жидкости p в насосе привода (его гидровставка) определяется по манометру. Давление в гидросистеме пропорционально усилию подачи $F_п$:

$$p = p_х + K_р F_п ,$$

где $K_р$ - коэффициент, характеризующий качество гидромеханического привода, МПа/кН.

Подвижная рама 9 притягивается канатом 7, наматываемым на барабан привода 8 и сматываемым с барабана мультипликатора 6. Усилие подачи испытываемого привода регулируется изменением возбуждения машины постоянного тока 5, работающей в генераторном режиме на реостат, и контролируется динамометром 2. Скорость подачи испытываемого привода определяется по напряжению на зажимах тахогенератора 4 вольтметром, обороты которого пропорциональны скорости движения каната 7, т.е. скорости подачи, которая плавно регулируется изменением производительности насоса гидровставки привода 8.

Электрическое оборудование стенда смонтировано в специальном шкафу и позволяет осуществлять управление асинхронным двигателем привода 8 и генератором 5, регистрировать их нагрузки и фактическую скорость подачи.

Скорость подачи привода $\upsilon_п$ снижается с ростом усилия подачи $F_п$ и определяется жесткостью механической характеристики привода β :

$$\upsilon_п = \upsilon_0 - 1/\beta F_п .$$

Объемный КПД $\eta_0 = \upsilon_п / \upsilon_0$ равен отношению фактической скорости подачи к скорости холостого хода υ_0 , определяемой производительностью насоса $Q = \upsilon_0 K_Q$, где K_Q - конструктивный коэффициент гидромеханического привода, $м^3/с$.

Общий КПД привода будет определяться выражением

$$\eta = \eta_м \eta_0 \eta_г \eta_{гм} = \frac{F_п \upsilon_п}{pQ} ,$$

где $\eta_м$ - КПД механического редуктора привода; $\eta_г$, $\eta_{гм}$ - гидравлический и механический КПД гидровставки.

Разделить при испытании на стенде потери энергии по элементам возможно при применении точной диагностической аппаратуры. Поэтому КПД, характеризующий механические и гидравлические потери энергии, определяется из выражения

$$\eta_г\,\eta_{гм}\,\eta_м = \eta/\eta_0 = \frac{F_п}{pK_Q} = \frac{1}{\left(\frac{px}{F_п}+K_p\right)K_Q}\,.$$

На рис. 2 представлены результаты предварительного эксперимента, проведенного на стенде лаборатории горных машин. Испытания проводились при скорости подачи $\upsilon_0 = 0{,}67$ м/мин. Кривая 2 соответствует линеаризованной зависимости изменения скорости от усилия подачи (механическая характеристика привода, определяющая объемные потери). Кривая 3 - зависимость потерь мощности в приводе ΔP от величины полезной мощности P_2. Кривая 4 соответствует изменению общего КПД привода в зависимости от усилия

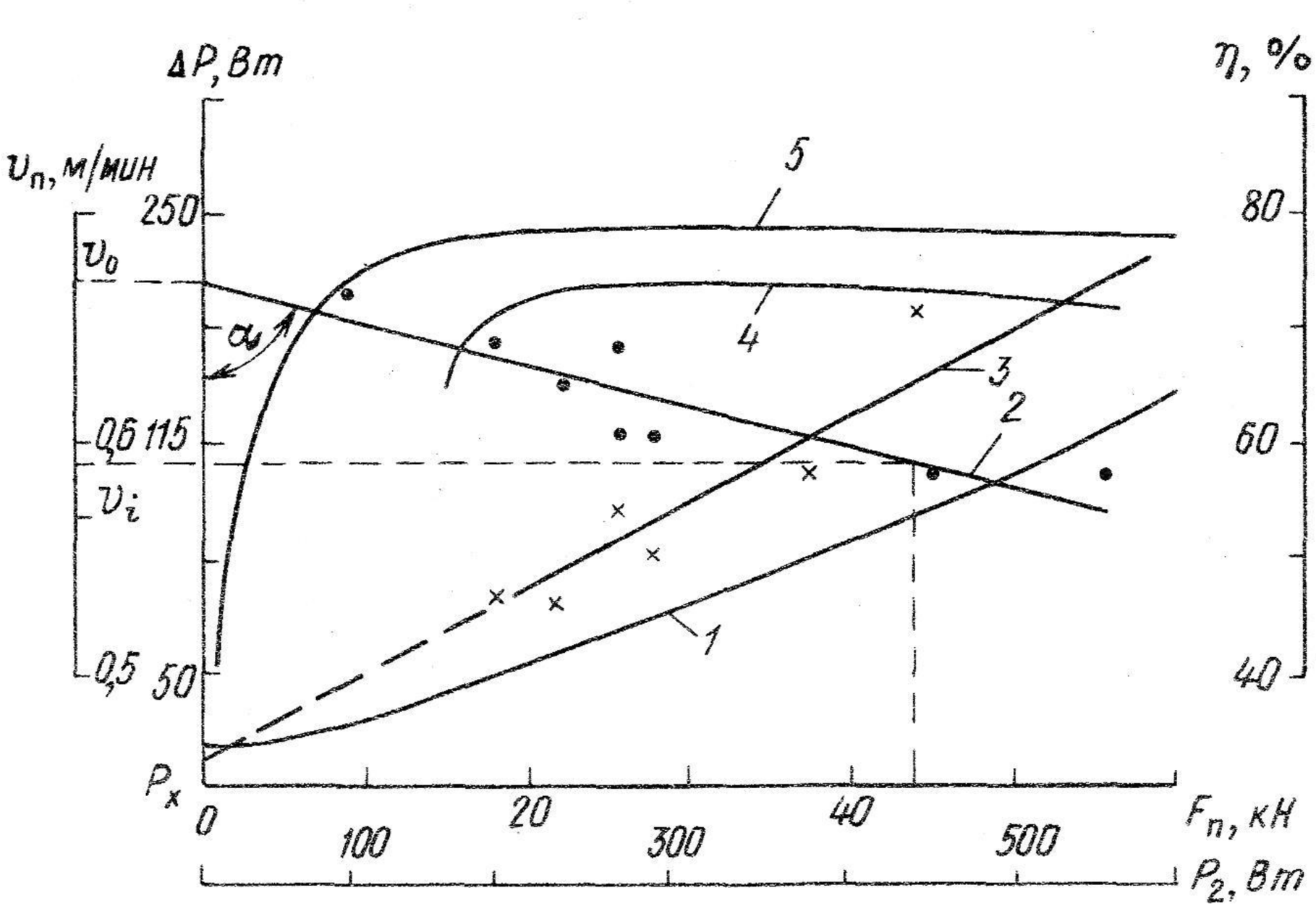


Рис.2. Показатели качества испытательного привода

1 - расчетная кривая интенсивности роста потерь в механическом редукторе; 2 - функция $\upsilon_п$ от $F_п$; 3 - кривая интенсивности роста потерь ΔP; 4 - кривая общего КПД привода; 5 - расчетный КПД механического редуктора

подачи. Дополнительная шкала P_2 выполнена неравномерной из-за изменения скорости подачи υ_n от усилия F_n.

Коэффициентом полезного действия удобно пользоваться при стендовых испытаниях, где общая, потребляемая приводом мощность известна. В случае же, когда потери определяются расчетом, являясь неизвестными, при заданных полезных сопротивлениях, целесообразно пользоваться приведенным коэффициентом потерь ζ^1, определяемым отношением потерь мощности в элементах привода к мощности, затрачиваемой на преодоление полезных сопротивлений [8].

Связь между приведенным коэффициентом потерь и коэффициентом полезного действия определяется выражением

$$\zeta^1 = 1/\eta - 1 = \Delta P/P_2.$$

В общем случае расчетное определение потерь для многозвенных систем, к которым относятся приводы горных машин, представляет собой сложную задачу. В данной работе рассматривается только первый этап исследования - создание расчетной модели для определения потерь энергии в редукторе привода подачи.

Общие потери мощности в модели определяются величинами потерь в различных ее элементах и складываются в соответствии с законами передачи энергии (работы) и потерь в машинах [7]. Потери мощности в механическом редукторе определяются потерями на внешнее трение в зацеплении зубчатых колес, подшипниковых опорах, уплотнениях, а также потерями на разбрызгивание масла в ванне редуктора. Расчет ведется с последней ступени. Определив потери мощности последней ступени редуктора ΔP_i и зная полезную мощность привода P_2, получают мощность и момент на выходном валу данной ступени, который является моментом сил полезного сопротивления для следующей ступени редуктора. Загруженность опор валов редуктора определяется известным алгоритмом курса деталей машин [6].

При создании расчетной модели для определения потерь было выявлено большое количество различных методик и выражений, позволяющих с той или иной степенью точности оценивать потери в узлах трения деталей машин [1, 2, 6 - 9]. Параллельно с этим были сформулированы требования к модели по учету различных факторов, влияющих на величину потерь в элементах редуктора.

При определении потерь в зубчатом зацеплении модель должна учитывать влияние геометрии зацепления, величину контактных напряжений, шероховатость поверхности зубьев и

окружной скорости. Кроме того, при расчете коэффициента трения необходимо учитывать состояние и величину смазочного слоя. При определении потерь в опорах подлежат учету их относительная загруженность, тип подшипника, частота его вращения и геометрические размеры. Потери в уплотнениях оцениваются, исходя из скорости скольжения, удельного давления уплотнения на вал, размера сопряжения. Потери на размешивание и разбрызгивание масла должны учитывать вязкость масла, скорость перемешивания и размеры помещенных в ванну деталей.

С учетом перечисленных требований и проведенных экспериментов [2] в расчетную модель были включены выражения [1,6, 8, 9] по определению потерь в элементах редуктора. Результаты расчета потерь в редукторе привода "Урал-33" по разработанной модели для условий эксперимента представлены на рис. 2. Здесь кривая 1 соответствует интенсивности роста потерь в механическом редукторе, 5 - расчетный КПД механического редуктора. Как видно из рис. 2, расчетные потери механического редуктора и реальные потери в гидроприводе подачи имеют одинаковые тенденции.

Различную интенсивность потерь возможно объяснить более значительным увеличением потерь в гидровставке с ростом усилия подачи по сравнению с механической передачей. За счет увеличения объемных потерь в гидровставке снижается скорость подачи $\upsilon_{\text{п}}$ с увеличением усилия подачи $F_{\text{п}}$ (кривая 2). Необходимо констатировать, что расчетный механический КПД редуктора несколько выше, чем аналогичный по данным завода-изготовителя (0,735), рассчитанный по методике [6]. Чтобы сделать окончательный вывод о соответствии расчетной модели реальным процессам, в дальнейшем необходимо расширить область сравниваемых величин (мощностей и скоростей подачи), кроме того, совершенно необходимо расчетную модель механического редуктора дополнить аналогичной моделью гидровставки привода подачи, что является задачей дальнейших исследований.

Выводы

1. В силу специфических условий работы приводов горных машин традиционные прочностные методы расчета и вероятностные методы теории надежности по оценке ресурса и показателей безопасности недостаточно представительны.

2. За показатели качества изготовления и сборки приводов горных машин следует принимать изменение потерь

энергии (мощности)в функции нагрузки (полезной мощности) исследуемого привода.

3. Показатели качества горных машин и их элементов достаточно точно можно оценивать экспериментально на специальных стендах в пределах реальных нагрузок, так как существующие методы расчета недостаточно точны для рассматриваемых приводов.

4. Создание представительного метода расчета должно базироваться на сопоставлении расчетных и экспериментальных результатов в определении потерь энергии в элементах и приводах в целом горных машин.

5. Задачей дальнейших исследований по оценке качества приводов горных машин является совершенствование расчетных методов и испытательных стендов, так как только при совокупном использовании этих методов возможно решение поставленной задачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бейзельман Р.Д., Цыпкин В.В., Перель Л.Я.* Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975.

2. *Васильев Н.И., Иванов И.П., Иванов С.Л., Кузнецов Е.С.* Влияние коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач буровых станков на их шумовые характеристики //Повышение качества и надежности геологоразведочной техники. Л.: ВИТР, 1987.

3. *Коломийцов М.Д.* Метод прогнозирования ресурсов комбайнов// Период. науч. журнал Силезского политехнического ин-та. Гливице. 1986. Т. 143.

4. *Коломийцов М.Д.* Диагностика горных машин //Горный журнал, 1994. № 1.

5. *Коломийцов М.Д., Маховиков Б.С.* Методы определения ресурса горных машин//Зап. СПГГИ. 1993.Т.138.

6. Курсовое проектирование деталей машин /В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др. Л.: Машиностроение, 1984.

7. *Колчин Н.И.* Механика машин. Л.: Машиностроение, 1972. Т.2.

8. Редукторы и моторедукторы общего машиностроения: Справочник/Л.С.Бойко , А.З.Высоцкий , Э.Н.Галиченко и др. М.: Машиностроение, 1984.

9. Справочник по триботехнике / Под ред. М.Хебды , А.В.Чичинадзе, М.: Машиностроение, 1990.Т.2.