

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Машински елементи

Број индекса: 34/2008

Владимир Ј. Ашанин

**Подмазивање, губици енергије и провера
загревања зупчастих парова**

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Зорица Ђорђевић, ванр.проф-ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- 1) Опише улогу и објасни избор начина подмазивања,
- 2) Објасни појаву губитка енергије и степен искоришћења преносника,
- 3) Опише поступак провере загревања и врсте хлађења преносника,
- 4) Кроз конкретан пример објасни поступак топлотног прорачуна преносника.

Препоручена литература:

- [1] Николић Вера, Машински елементи теорија, прорачун, примери, Машински факултет Крагујевац, Крагујевац, 2004
- [2] Милтеновић Војислав, Огњановић Милосав, Машински елементи - зупчаници, Машински факултет Београд, 1991

Крагујевац, 2014.

ментор:

Др Зорица Ђорђевић, ванр.проф

Резиме

У оквиру рада је обрађена тема подмазивања зупчаника, као и степен искоришћења и губици енергије. Све ово представља велики проблем у машинству па се са посебном пажњом приступа овим проблемима. Наука иде у смеру све већих улагања у подмазивање и смањењу трошкова експлоатације и услова коришћења.

Мазива, масти и посебне врсте уља су неизоставан део сваког машинског система и веома важан фактор који утиче на способност рада сваког машинског дела, машинског склопа, машинског система. У будућности посебан осврт треба посветити смањењу трења и хабања машинских система.

Кључне речи: подмазивање, уља, зупчаник, трење, хабање.

Abstract

In this study, we have explored the theme of gear lubrication, as well as the themes of utilization levels and energy losses. All of this represents a big problem in mechanical engineering, so these problems are taken into consideration with special attention. Science is investing more into lubrication and reduction of costs of exploitation and terms of use.

Lubricants, greases, and special types of oil are an essential part of every mechanical system and a very important factor that influences the working ability of every mechanical part, mechanical set, mechanical system. In the future, special attention should be given to friction reduction and mechanical system fraying.

Key words: lubrication, oils, gear, friction, fraying.

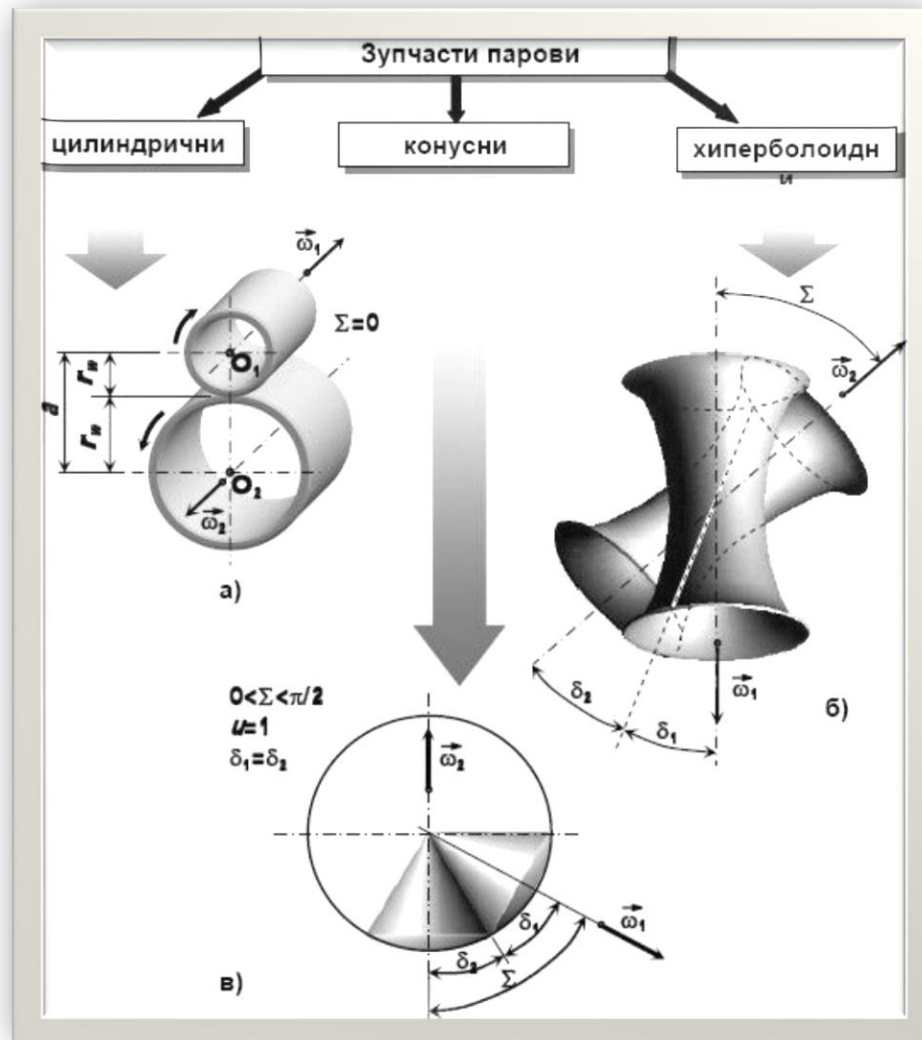
Садржај

1. Увод.....	6
2. Улога подмазивања, избор начина подмазивања	9
2.1 Опште о подмазивању	9
2.2 Трење	9
2.3 Хабање.....	10
2.4 Основне карактеристике мазива за подмазивање зубаца зупчаника	12
2.4.1 Избор мазива за подмазивање механичких преносника према важећим стандардима	13
2.4.2.1 Гранично подмазивање	18
2.4.2.2 Хидродинамичко подмазивање	19
2.4.2.3 Хидростатичко подмазивање	20
2.4.2.4 Еластохидродинамичко подмазивање	20
2.4.2.5 Мешовито подмазивање	21
2.4.3 Вискозност уља.....	22
2.4.4 Врсте уља за подмазивање преносника.....	24
2.4.4.1 Мазиве масти.....	24
2.4.4.2 Зупчаничка уља.....	24
2.4.4.3 Минерална уља за подмазивање	25
2.4.4.4 Синтетичка уља за подмазивање.....	26
2.4.4.5 Угљоводонична синтетичка мазива уља	27
2.4.4.6 Естерска синтетичка мазива уља	27
2.4.4.8 Полигликолна синтетичка мазива уља	28
2.4.4.9 Силиконска синтетичка мазива уља	28
2.5 Подмазивање зупчастих парова	28
3. Губици енергије и степен искоришћења	30
3.1.1 Губици енергије код пужних преносника.....	33

3.2.1 Степен искоришћења пужног преносника.....	35
4. Провера загревања и врсте хлађења преносника.....	37
4.1 Хлађење преносника преко уља	38
4.2. Провера загревања пужног пара.....	40
5. Пример топлотног прорачуна преносника	42
6. Закључак	45
7. Литература.....	46

1. Увод

Зупчасти преносници снаге су непосредни принудни преносници који врше пренос и трансформацију снаге од погонске до радне машине посредством зубчастих парова. Према облику кинематских површина извршена је најопштија подела зубчастих парова на: цилиндричне, хиперboloидне и конусне [1], [2].



Слика 1.1 Подела зубчастих преносника снаге

Цилиндрични зубчасти парови су добили име по свом изгледу, зато што им је кинематска површина у облику цилиндра, а осе обртања су им паралелне.

Као што је случај код претходног пара на основу изгледа је и конусни зупчасти пар добио име, с тим што се код конусних осе обртања секу па је осно растојање $a=0$.

Хиперболоидни зупчасти парови имају кинематску површину облика једнограног хиперболоида и средина грла се налази на најкраћем могућем растојању оса обртања.

Најједноставнији зупчасти преносник састоји се од два зупчаника у спреси који чине зупчасти пар. Зупчасти пар се састоји од два спрегнута зупчаника, великог и малог, који су постављени тако да зупци једног зупчаника улазе у простор другог зупчаника. Један од ова два зупчаника је погонски, а други је гоњени. Зупчаници који чине зупчасти пар називају се спрегнути зупчаници.

Према облику зубаца, зупчаници могу бити са правим, косим, стреластим и завојним (кривим) зупцима [1], [2].

Хиперболоидни зупчасти парови се деле у три групе [1]:

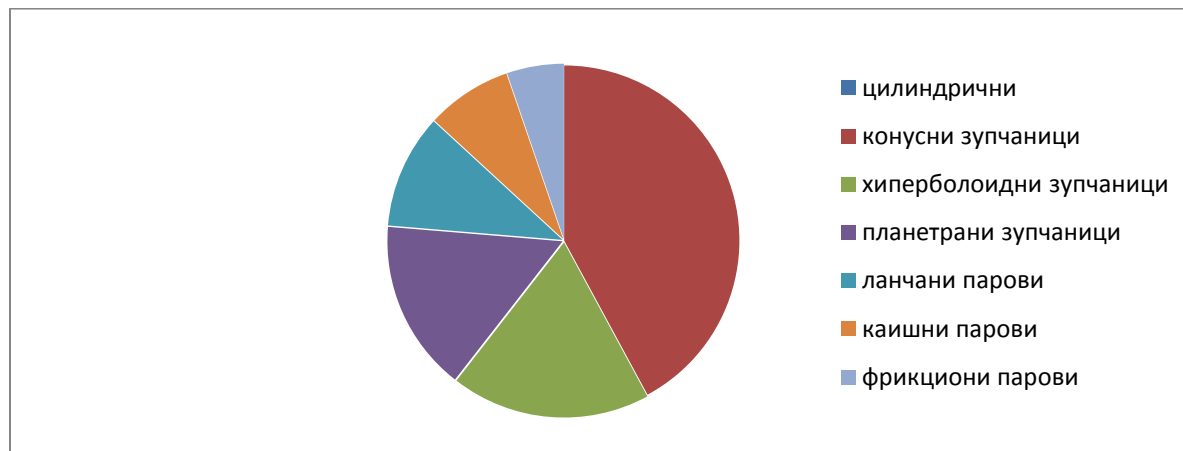
- Цилиндрични зупчаници са хеликоидним зупцима за мимоилазна вратила - вијчаници (слика 1.2 а),
- Хипоидни зупчасти парови (слика 1.2 б),
- Пужни парови (слика 1.2 ц).



Слика 1.2. Хиперболоидни зупчасти парови [1]

Највећу примену у пракси, од хиперболоидних зупчастих парова, имају пужни преносници. Пужни парови се данас могу срести код великог броја машина, транспортних средстава, пумпи.

Формирани зупчасти пар има добре и лоше стране коришћења. Добре стране зупчастог пара су: велика поузданост, компактна конструкција, пренос великих снага, а лоше стране зупчастог пара су: велика тачност израде, генератори буке и вибрација. Домен примене зупчастих парова су: велике брзине, средње и велике снаге, прецизна механика. Зупчасти пар велике брзине се примењује у авио и хемијској индустрији, велике снаге код багера, бродова и млинова, а средње снаге код аутомобила.



Слика 1.3 Степен заступљености механичких преносника

У току рада зупци зупчаника, преко својих бокова, преносе оптерећења уз међусобно релативно кретање бокова зубаца праћено клизањем и котрљањем. Услед ових оптерећења на боковима зубаца се јављају напрезања површинских слојева изазвана контактним (Херцовим) притисцима уз истовремено релативно клизање бокова зубаца. Зависно од врсте оптерећења и радних услова на зупцима зупчаника могу да се појаве различити видови оштећења: питинг, заривавање, хабање, лом зубаца,...

У циљу повољније расподеле површинског притиска између спрегнутих бокова, а самим тим и смањења оштећења бокова зубаца, врши се подмазивање. Пожељно је да на боковима зубаца стално постоји уљни филм, односно да постоји хидродинамичко трење спрегнутих бокова. Међутим, услед великог броја утицајних фактора, то је тешко оствариво у пракси тако да се јавља и полусуво па чак и суво трење између спрегнутих бокова. Због тога долази до хабања и тршења бокова зубаца што има великог утицаја на носивост, радни век и енергетске губитке зупчастих преносника.

Поред наведених позитивних ефеката, подмазивање има и значајну улогу у хлађењу зупчаника односно одвођењу губитака енергије услед трења и заштити елемената преносника од корозије.

2. Улога подмазивања, избор начина подмазивања

2.1 Опште о подмазивању

Наука која се бави подмазивањем назива се Трибологија. Реч трибологија настала је од двеју Грчких речи Трибос (трење) и Логос (наука) која се најчешће и карактерише као наука о трењу, хабању и подмазивању. Основна улога подмазивања је да се смањи сила трења. Материјал којим се подмазује површина и прави заштитни слој назива се мазиво. Основни циљ трибологије је истраживање услова за оптималну експлоатацију производних процеса, смањење потрошње енергије, трошкова одржавања машина и повећање поузданости.

Основни процеси који се јављају у контакту два метала су трење и хабање. Услед појаве трења долази до губитка механичке енергије при раду механичког система. Услед појаве хабања долази до промене површина услед експлоатације.

2.2 Трење

Трење настаје као отпор два тела на површини, при кретању једног тела по другом или при међусобном релативном кретању. Сила која настаје обележава се знаком F_t . Трење се може поделити на [4]:

- Унутрашње - оно настаје деловањем молекула флуида при чему долази до супростављања релативном кретању слојева. Унутрашње трење флуида се назива вискозност.
- Спољашње - настаје на месту непосредног додира два тела и супроставља се њиховом релативном кретању.

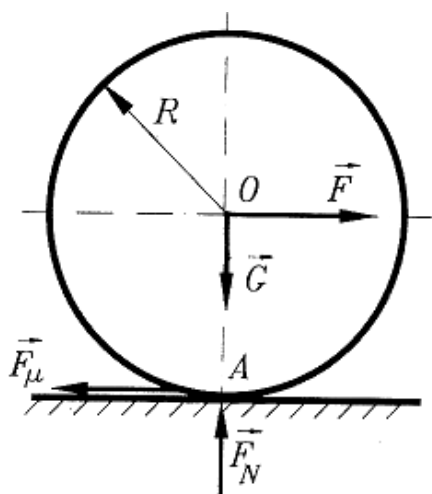
У зависности од врсте кретања може се извршити подела на :

- трење клизања (слика 2.1),
- трење котрљања (слика 2.2).

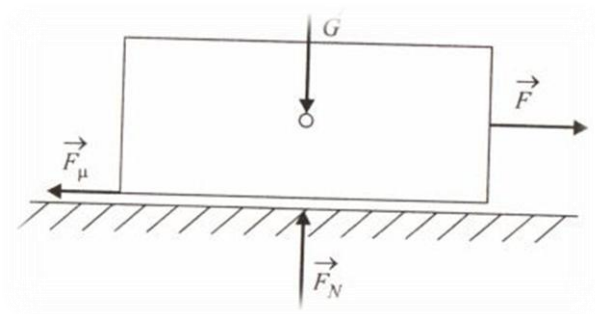
Трење клизања представља отпор релативном кретању и дато је обрасцем:

$$F_p = \mu \cdot F_n, \quad (2.1)$$

где су : μ -коэффициент трења, F_n -нормална сила.



Слика 2.1 Трење котрљања



Слика 2.2. Трење клизања

Трење котрљања је отпор релативном тангенцијалном кретању који се јавља котрљањем неког предмета по површини. Ако је додиривање у тачки или линији прорачун силе трења се врши применом израза:

$$F_{\mu} = \mu F_N / R, \quad (2.2)$$

где су : μ -коэффициент трења у зависности од врсте материјала (Табела 2.1), F_N - нормална сила, R -полупречник тела.

Табела 2.1 Коэффициенти трења

Врста материјала	Коэффициент трења (μ)
Ковани челик по ливеном гвожђу	0,18
Ковани челик по кованом гвожђу	0,44
Гума по другом материјалу	0,6 – 0,9
Тефлон по другом материјалу	0,12 – 0,44

2.3 Хабање

Површине машинских делова које су у сталном контакту током времена мењају своја својства. Најчешће промене су: геометрија, величина, структура, својства површинских слојева,... Новонастале промене као и њихова величина и карактер најчешће зависе од:

- Услови оптерећења,
- Количине кретања,
- Природе материјала елемената који су у контакту,

- Састава и својстава околине (вода и ваздух),
- Састава и својстава мазива.

Хабање је прогресивни процес губитка материјала елемената или делова машина, који су у контакту или се налазе у релативном кретању. Последице хабања могу бити и смањења ефикасности рада машина, потрошња енергије, истрошеност делова машине и појединих елемената. Хабање се може поделити на механичко и хемијско, а механичко на: адхезију, абразију, ерозију, замор материјала што се може видети из табеле 2.2.

Табела 2.2 Класификација отказа и оштећење површина [5]

Хабање (механичко трошење)	Адхезивно хабање	• Нормално адхезивно хабање • Тешко адхезивно хабање • Лако заривавање • Тешко заривавање • Заваривање (блокирање)
	Абразивно хабање	• Лако абразивно хабање • Лако браздање • Тешко браздање
	Струјна ерозија	• Флуидна ерозија • Ударна ерозија • Кавитациона ерозија
	Хабање услед замора	• Почетни питинг • Прогресивни питинг • Лом
	Електрична ерозија	
Корозија (хемијско трошење)	Дифузно трошење	
	Оксидациона корозија	• Директна оксидациона корозија • Вибрациона корозија (fretting)
	Електролитска корозија (рђање)	
	Редукциона корозија	• Корозија слабир киселинама • Корозија јаким киселинама • Корозија S - P - Cl
Термичка трошења	Високотемпературна ерозија	
	Пластично струјање материјала	
Биолошко трошење		

Адхезивно хабање представља основни вид хабања оптерећених површина које су у контакту. Адхезивно хабање је у директној вези са трењем клизања, контактом површина

и везама молекула тих површина. Код високооптерећених површина без обзира на присуство мазива јавља се адхезивно хабање.

Абразивно хабање представља задирање материјала веће тврдоће у површински слој тела материјала мање тврдоће. Делићи материјала могу бити слободни, али су најчешће утиснути у површину једну од ова два тела. Честице које су веће или једнаке величини зазора имају највећи утицај на оштећење површина. Зато је неопходно обезбедити да честице буду мање од величине зазора [5].

Хабање услед замора материјала се јавља у случајевима када површине стално клижу једна по другој или услед ваљања површина једна преко друге. Променљиво напрезање, напрезање на притисак и истезање проузрокују површинске и надповршинске рупе. Овакав вид оптерећења најчешће се јавља код зупчаника, котрљајних лежаја, клизних лежаја, брегастих осовина.

Ерозија настаје када се оштре честице неке тврде материје залепе на једну од клизних површина. Основна разлика између ерозије и адхезије је да је храпавост много већа код ерозије и да је механизам другачији. Ерозија настаје ударом флуида и јавља се на лопатицама турбина и центрифугалним пумпама [5].

Хабање услед оксидације настаје повезивањем активно пластичних деформисаних површинских слојева са кисеоником [4]. Танки слој који је ступио у контакт са кисеоником се назива оксидни слој или корозија. Директна оксидација не представља превелики проблем ако је оксидни слој танак, чак је и корисна. Побољшава основне триболошке карактеристике, смањује коефицијент трења и повећава тврдоћу. Када је слој велике дебљине дешава се све супротно, оксидни слој је веома крт и пуца, а оксидација се проширује у дубину.

2.4 Основне карактеристике мазива за подмазивање зубаца зупчаника

За подмазивање зубаца зупчаника примењују се следеће врсте мазива и то:

- чврста мазива код зубаца зупчаника који се крећу брзинама до 3 m/s (најчешће примењено мазиво је легирана маст са адитивом молибдендисулфида),
- техничке масти (течна мазива) код зубаца зупчаника који се крећу брзинама до 2,5 m/s,
- уља (минерална и синтетичка).

Да би се извршио правилан избор мазива за подмазивање зубаца зупчаника, неопходно је класификовати карактеристике које мазиво мора да поседује као би процес подмазивања био оптималан. Задовољење ових карактеристика мазива доводи до правилног избора мазива а тиме и до правилног подмазивања.

У ове карактеристике мазива спадају [4]:

- да буде стабилно у експлоатацији тј. да задржи своја хемијска и физичка својства при промени брзине струјања, радне температуре и притиска,
- да има добра мазива својства,
- да има добру топлотну проводљивост,
- да има малу промену вискозности са променом температуре и притиска у радном опсегу,
- да је отпорно на појаву пене и стварања емулзије (мешање са водом),
- да има добру отпорност према старењу и оксидацији,
- да је што мање активно према гуми (гуменим заптивкама), металима, пластичним масама, заштитним премазима и сл. и
- да не садржи чврсте примесе.

Поред набројаних основних карактеристика које мора да испуни мазиво за његов правилан избор у технологији подмазивања зубаца зупчаника, потребно је обратити пажњу и на две основне карактеристике радне течности у које спадају:

- брзина издвајања ваздуха, која показује којом ће се брзином ваздушни мехурићи појавити на површину течности (уља) за подмазивање,
- својство радне течности да се пенуша, тј. брзина разбијања мехурића издвојених на површини течности за подмазивање (уља) у облику пене.

2.4.1 Избор мазива за подмазивање механичких преносника према важећим стандардима

За подмазивање отворених преносника и једним делом затворених преносника са малим бројем обртаја, најчешће се користе чврста мазива и техничке масти, док се за подмазивање затворених механичких преносника искључиво користе уља. У погонској пракси за подмазивање механичких преносника углавном се користе два система за подмазивање зубаца зупчаника уљем и то: систем потапања зубаца зупчаника у уљно купатило и систем убризгавања тј. довођење уља под притиском помоћу мазалица (дизни) у међузубље зупчаника непосредно при њиховом спрезању.

Код подмазивања потапањем, зупчаник својим доњим делом урања у уљно купатило толико да дубина потапања износи 1-5 модула зупчаника. Подмазивање потапањем се користи за обимне брзине зупчаника до 15 m/s.

Подмазивање убризгавањем уља се користи за веће брзине зупчаника и предност оваквог начина подмазивања се огледа у сталној циркулацији једног те истог уља у систем за подмазивање. Ово је врло битно са аспекта потрошње уља јер смањује потребу сталне

замене уља. Да би овакав систем за подмазивање могао да функционише неопходно је да садржи следеће основне компоненте: погонски агрегат за обезбеђење сталне циркулације уља (циркулациону пумпу), систем за хлађење циркулационог уља (хладњак), цевни систем са арматуром за проток циркулационог уља (термометар и манометар). За правилно подмазивање зубаца зупчаника овим начином, неопходно је обезбедити да радна температура не прелази вредност 60-80 °C, јер при већим температурама долази до брзог старења уља.

Треба рећи, да за подмазивање затворених зупчастих преносника код техничких система (машина) са малим бројем обртаја, користе се за подмазивање течне мазиве масти. Количина мазиве масти (полутечне масти) је одређена габаритом самог преносника, док се начин подмазивања изводи континуално тј. по принципу истом као код подмазивања уљем. Препоруке за избор уља за подмазивање зубаца зупчаника се карактеришу вискозношћу уља у зависности од снаге и брзине механичког преносника. Приказ ових карактеристика је дат у табели 2.3. Горња напомена важи за подмазивање свих врста зупчаника на техничким системима (машинама) у општем машинству. Замену уља треба вршити сваких 1000-5000 часова рада у зависности од врсте оптерећења преносника. У периоду уходавања система (у почетном периоду рада тј. разрађивања система) замену уља вршити после сваких 20-30 часова рада.

Табела 2.3 Подаци о вискозности уља η (Pas/50°C) за подмазивање зупчаника[4]

Обимна брзина зупчаника, m/s	$F_t / (b \cdot mn)$ F_t – обимна сила на зупчанику, mn – модул зупчаника		
	12,5	12,5-30	30
0,5	0,135	0,274	0,410
0,5-2	0,720	0,135	0,274
2-6	0,049	0,720	0,135
6-12	0,036	0,049	0,720

Напомена: уља за подмазивање зупчаника су легирана (уља са додатком EP адитива) и то за јака оптерећења и хипоидна уља веће носивости.

Поред основне наведене табеле о избору уља за зупчaste преноснике даје се и препорука избора мазива за отворене зупчaste преноснике према стандарду SRPS B. H3. 270-274 (табела 2.4).

Препоруке избора начина подмазивања и врсте мазива зупчастих преносника на техничким системима су приказане у табели 2.5. према стандарду ISO.

За подмазивање елемената механичких преносника снаге код моторних возила, рударско-грађевинских машина, пољопривредних машина користе се опште препоруке за избор мазива које су табеларно приказане у табели 2.6.

У табели 2.7. су приказане оријентационе вредности градације моторних уља и уља за мењаче и диференцијале према SAE градацији.

Табела 2.4 Избор мазива за отворене зупчасте преноснике[4]

Врста мазива	Метода подмазивања
Мазива на бази битумена	Ручно подмазивање, четком
Мазива са растварачима који остављају чврст филм након испаравања	Ручно или аутоматско, напрскавањем
Уље високе вискозности са EP адитивима	Капањем, напрскавањем, континуално или повремено

Табела 2.5. Карактеристике мазива према препорукама стандарда ISO [4]

Ознака мазива (уља)	Вискозност на $t = 40^{\circ}\text{C}$	Индекс вискозности	Тачка паљења $^{\circ}\text{C}$	Тачка стишњавања $^{\circ}\text{C}$
ISO L-CKC 68	68	95	220	- 25
ISO L-CKC 100	100	95	220	- 20
ISO L-CKC 150	150	95	220	- 18
ISO L-CKC 220	220	95	230	-15
ISO L-CKC 320	320	95	235	-12
SAE градација				
80 W	11	90	165	-27
80-90 W	14	95	180	-27
85-90 W	17	95	180	-19
85-140 W	26	90	200	-12
90 W	18	90	180	-19
140 W	31	80	210	-12

Напомена: ово је група високо квалитетних уља са EP својствима за индустријске зупчасте преноснике који раде у области температура од 15-120 $^{\circ}\text{C}$. Користе се за подмазивање високо оптерећених преносника свих врста озубљења и оптерећења.

Табела 2.6 Избор уља за подмазивање [4]

Возила	Механички мењачки преносници	Аутоматски мењачки преносници	Диференцијални (хипоидни) преносници	Диференцијални преносник (конични са лучним зупцима, пужни)
Путничка возила	SAE 80 (EP)* SAE 90(EP) или мултиградно	Флуиди за аутоматске преноснике, ATF	SAE 90 (EP) или мултиградно	-
Теретна возила	SAE 80 (EP)* SAE 90 (EP) или мултиградно	SAE 80 (EP) за полуаутоматске мењаче, ATF флуид за аутоматске мењаче	-	SAE 140 или мултиградно

Напомена: При избору уља са ЕП адитивима мора се водити рачуна о компатибилности са материјалима од којих су израђени елементи мењача.

Табела 2.7 Моторна уља према SAE градацији[4]

SAE градација (SAE број)	Степен Енглера °Е	Назив вискозитетне градације
Код моторних уља SAE		
10 W (зимски услови)	2,5-3,35 / 50°C	Врло лако, зимско
20 W (зимски услови)	3,35-6,75	Лако, зимско
30 W (зимски услови)	3,34-6,62	Лако
40 W (зимски услови)	6,62-9,84	Средње
50 W (зимски услови)	9,84-14,20	Тешко
Код уља за мењаче и диференцијале SAE		
75 W	3,0-4,0 / 50°C	Врло лако
80 W	7,0-10,0	Лако
90 W	12,0-25,0	Средње
140 W	3,4-5,6 / 100°C	Тешко
250 W	изнад 5,6	Врло тешко

Напомена: SAE се одређује за зимске услове на 0°F (Фаранхајда) , а на 210 °F код осталих уља.

Табела 2.8 АГМА препоруке за избор мазива за затворене пужне преноснике[4]

Осно растојање, mm	Врста пужног преносника	Број обртаја пужа, o/min	АГМА број		Број обртаја пужа преко o/min	АГМА број	
			Температура околине °C			Температура околине °C	
			-10 до 15	10 до 15		-10 до 15	10 до 15
До 150	Цилиндрични глобоидни	700	7 comp	8 comp	700	7 comp	7 comp
		700	8 comp	8A comp	700	8 comp	8 comp
Од 150 до 300	Цилиндрични глобоидни	450	7 comp	8 comp	450	7 comp	7 comp
		450	8 comp	8A comp	450	8 comp	8 comp
Од 300 до 450	Цилиндрични глобоидни	300	7 comp	8 comp	300	7 comp	7 comp
		300	8 comp	8A comp	300	8 comp	8 comp
Од 450 до 600	Цилиндрични глобоидни	250	7 comp	8 comp	250	7 comp	7 comp
		250	8 comp	8A comp	250	8 comp	8 comp
Изнад 600	Цилиндрични глобоидни	200	7 comp	8 comp	200	7 comp	7 comp
		200	8 comp	8A comp	200	8 comp	8 comp

2.4.2 Врсте подмазивања

Трајност и поузданост машинских система, као и различитих врста склопова највише зависе од подмазивања и врсте мазива. Код подмазивања машинских система је веома битно знати да се један машински систем скоро никада не подмазује у целини, већ готово увек се подмазује из делова па се на пример код погонске пумпе моторног возила мотор подмазује моторним уљем, преносни механизам трансмисионим уљем, а лежајеви мазивним мастима. Савремене врсте уља немају за циљ само подмазивање и смањење трења, већ и хлађење, заштиту од корозије, заптивање, чишћење, прање. У зависности од слоја мазива подмазивање се може поделити на [5]:

- Гранично,
- Хидродинамичко,
- Хидростатичко,
- Еластохидродинамичко,
- Мешовито,
- Крутим честицама.

Врста подмазивања се може одредити и према величини h_g :

$$h_g = h / (R_{a1} + R_{a2}) \quad (2.3)$$

Где су:

h - дебљина слоја мазива,

R_{a1} и R_{a2} – средње одступање од површине,

$h_g < 1$ гранични случај подмазивања,

$h_g < 5$ мешовито (прелазни облик подмазивања ка хидростатичком или хидродинамичком),

$5 < h_g < 100$ хидростатичко или хидродинамичко подмазивање.

2.4.2.1 Гранично подмазивање

Гранично подмазивање настаје када слој мазива нема довољну дебљину да спречи контакт између два тела, па су површине тела у непосредном додиру и оптерећење се преноси с једне на другу површину преко спрегнутих неравнина. Гранично подмазивање се анализира преко промена коефицијената трења, што се може видети са слике 2.3, а мазиво које се налази између контактних површина реагује путем физичко-хемијских веза са металном површином. Трење граничног подмазивања одређено је коефицијентом трења у граничном слоју и коефицијентом трења на местима додира и дато је обрасцем :

$$\mu = a_w \mu_m + (1 - a_w) \mu_g \quad (2.4)$$

a_w – део стварне површине додира метала,

μ_m – коефицијент трења спрегнутих површина метала,

μ_g - коефицијент трења граничног слоја.



Слика 2.3 Гранично подмазивање

Код граничног подмазивања су највише изражена адхезивна и абразивна хабања, а у мањој мери су заступљени трибохемијски процеси разарања и хабање услед површинског замора материјала. У циљу смањења трења и хабања у процесу граничног подмазивања потребно је обезбедити погодни површински слој односно гранични слој. Стварање граничних слојева могуће је постићи [4]:

- хемијском адсорпцијом,
- физичком адсорпцијом,
- хемијским реакцијама.

Физичка адсорпција се јавља када се активни молекули из мазива везују за површине. Поларни адитиви (масна уља) формирају такав слој на површини који има својство одупирања продирању неравнина и да не дозвољава контакт између два метала. Овај вид стварања граничних слојева се може користити само при нижим температурама, малим брзинама и малим оптерећењима.

Код **хемијске адсорпције** активни молекули мазива везани су за металну површину хемијским везама, као на пример везивање масних киселина за метале и његове оксиде, при чему настају метални сапуни који имају веома квалитетна триболошка својства. Овакви гранични слојеви погодни су за средње брзине, средње температуре и средња оптерећења.

Хемијском реакцијом између активних молекула мазива и метала стварају се нова хемијска једињења на површинама. Ова мазива у свом саставу садрже хлор, сумпор, фосфор у различитим облицима једињења, а делују тако што при високим температурама на површинама стварају нове слојеве сулфида, фосфида, хлорида који штите површину од високих оптерећења и екстремних притисака.

2.4.2.2 Хидродинамичко подмазивање

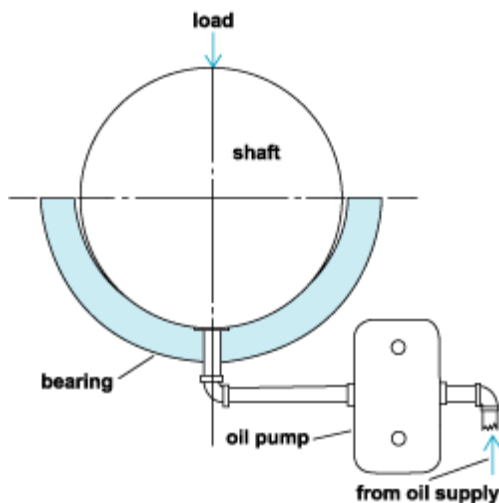
Хидродинамичко подмазивање представља начин подмазивања при чему су површине које се подмазују раздвојене континуалним слојем мазива у току кретања, односно где се трење површинских рељефа у потпуности замењује унутрашњим трењем честица мазива. Притисак у слоју мазива настаје као природна последица релативног кретања тела одређене геометрије. При довољној брзини притисак се генерише у мазиву само при кретању елемената машина, док су при мировању њихове површине у директном додиру. И у овом случају користе се различите врсте течних и гасовитих мазива. Елементи механичких система код којих се примењује хидродинамичко подмазивање одликују се следећим триболошким карактеристикама [4]:

- површине које се подмазују су раздвојене континуалним слојем мазива довољне дебљине да не долази до њиховог контакта, осим при покретању и заустављању,
- оптерећење се преноси са једне на другу површину преко слоја мазива који поседује одређену моћ ношења насталу као резултат релативног кретања површина,
- отпор услед трења у систему је одређен величином унутрашњег трења у мазиву.

Дебљина уљног слоја мора бити већа од збира висина површинских рељефа клизних површина, ако је једнака онда се назива критична тачка хидродинамичког подмазивања, а испод те висине престају да важе законитости хидродинамичког подмазивања.

2.4.2.3 Хидростатичко подмазивање

Да би се обезбедила континуална дебљина мазива између спрегнутих површина, неопходан је притисак у слоју мазива који је већи од оптерећења које делује на површине. То се може обезбедити уљном пумпом која може да гура уље под притиском од 20 Мпа (200 bar) што се може видети на слици 2.4. Без обзира на то да ли су клизне површине у стању кретања или мировања, притисак уља обезбеђује међу њима увек довољну количину уљног филма која их подмазује. Користи се тамо где се морају отклонити недостаци хидродинамичког подмазивања, односно код стварања потешкоћа хидродинамичког подмазивања, покретања и стајања система. Иако је овај систем подмазивања доста добар слабо се користи управо из разлога морања обезбеђивања додатног притиска односно пумпе, која је у овом механизму веома скупа [5].



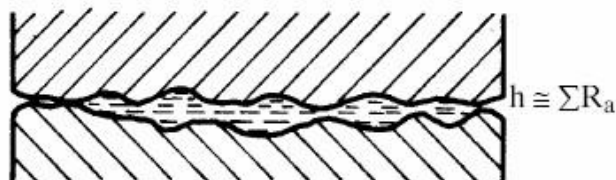
Слика 2.4 Хидростатичко подмазивање

2.4.2.4 Еластохидродинамичко подмазивање

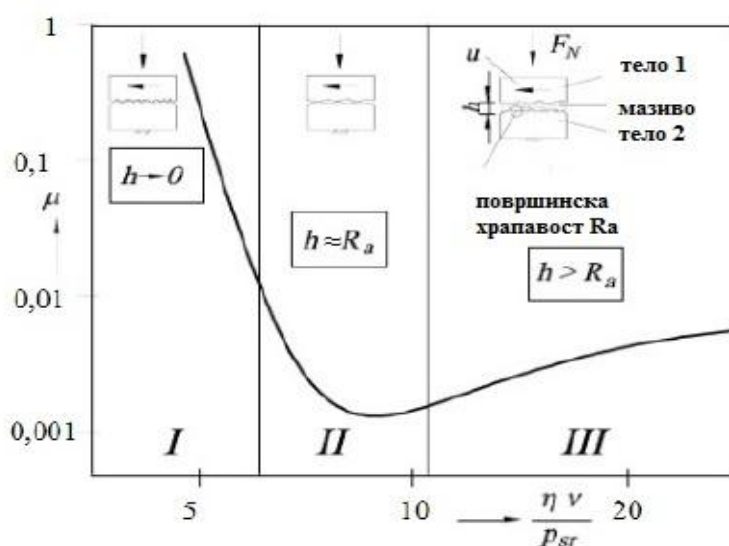
Еластохидродинамичко подмазивање представља високо оптерећење између делова у кретању код котрљајних лежајева, зупчаника, брегастих механизма. Оно има две основне улоге да повећа вискозност мазива и да промени геометрију додира, повећавајући додирну површину као резултат еластичних деформација површинских слојева спрегнутих материјала. Стварни додир је по некој малој, али коначној површини. Мала додирна површина узрокује висока специфична оптерећења, што изазива еластичне деформације и промену геометрије додира. За ове услове важе Херцови закони на основу којих се одређује величина притиска и величина додирне површине. У области додира високо оптерећених спрегнутих површина јавља се притисак који има параболичну расподелу, а изван Херцовог поља влада хидродинамичко подмазивање. На улазу у Херцову област притисак у мазиву је мањи од Херцовог притиска, али је довољно висок да би раздвојио површине. У самој Херцовој области притисак мазива прати притисак Херцове области.

2.4.2.5 Мешовито подмазивање

Мешовито подмазивање представља облик између потпуног и граничног подмазивања. Када је дебљина слоја мазива недовољна да потпуно раздвоји површине, јавља се местимични директни контакт површина. Мешовито подмазивање је присутно при малим брзинама машинских система, а високом оптерећењу. Трење и хабање код оваквог вида подмазивања је веће, што је приказано сликом 2.5



Слика 2.5 Мешовито подмазивање (h – дебљина слоја мазива, R_a – средње аритметичко одступање профила)



Слика 2.6 Коефицијент трења при различитим врстама подмазивања (I – гранично подмазивање, II – мешовито подмазивање, III – хидродинамичко подмазивање)

Подмазивање крутим честицама се ретко примењује, а средства која се примењују су графит, молибденов дисулфид (MoS_2). Ова мазива имају посебну врсту кристалне решетке (хексагонална структура графита) и поседују везе којима се вежу за слободне везе метала. Због своје структуре имају велику моћ адхезије односно адсорпције па се често користе као додаци мазивним уљима и мазивним мастима.

2.4.3 Вискозност уља

Вискозност је унутрашњи отпор струјања флуида и представља физичко својство уља за подмазивање. Вискозност директно утиче на формирану дебљину мазива, на могућност заптивања, потрошњу уља, могућности покретања машинских система при ниским температурама [1]. Да би раздвојило површине у контакту мазиво мора поседовати одређене карактеристике. Избор вискозности зависи од:

- Радне температуре,
- Спољашње температуре,
- Оптерећења,
- Брзине покретних делова.

У складу са овим прописаним захтевима уља истог квалитета производе се са потпуном другачијим избором вискозности као што су:

- Динамичка вискозност,
- Кинематска вискозност
- Индекс вискозности.

Индекс вискозности (ИВ) је мера отпора уситњавања молекула уља при повишеним температурама, а представља веома важну особину мазива при нижим температурама. ИВ број се креће у границама од 0-100, и означава:

ИВ=0 - означава да је промена вискозности веома велика,

ИВ=100 - мала промена вискозности у зависности од промене температуре.

Неке врсте синтетичких уља имају ИВ број већи од 100.

Динамичка вискозност се добија применом Њутновог закона који успоставља везу између напона смицања у течности и градијента брзине :

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (2.5)$$

Где су:

τ - напон смицања у флуиду,

dv/dy - однос брзине у правцу нормале на правац струјења флуида,

η - динамичка вискозност.

Кинематска вискозност представља однос динамичке вискозности и густине мазива на посматраној температури :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.6)$$

Где су:

η - динамичка вискозност,

ρ – густина.

Њутнове флуиде одликује добра стабилност вискозности за одређену температуру и притисак односно код њих је вискозност функција само од температуре и притиска. Нењутнове флуиде представљају она мазива код којих је зависност вискозности и градијента брзине нелинеарна, односно код којих вискозност не остаје стална величина у условима задате температуре и оптерећења [1]. Многа мазива поседују својства нењутновских флуида и ту спадају емулзије и суспензије са полимерним адитивима. Графички приказ њутнових и нењутнових флуида је приказан на слици 2.7.

Вискозност уља опада са порастом температуре брзо и по одређеној законитости и обрнуто - са падом температуре вискозност расте. У току експлоатације пожељно је да промена вискозности буде што мања при промени температуре. Привидна вискозност описује понашање уља при ниским температурама и одређује се на уређају који симулира стартовање у хладним условима.



Слика 2.7 Зависност динамичке вискозности уља од брзине [3]

Релативни пад уља при промени температуре и притиска код неких машинских система може износити од 10-70%. Вискозност мазива знатно зависи од његове класификације или градијације као и од степена оксидације и задржања мазива. Разлози за повећање вискозности мазива леже у: оксидацији мазива, растварању мазива са водом, пуњењу система већом вискозношћу од препоручене, задржању система чврстим мазивима. Разлози за смањење вискозности мазива су: задржање мазива горивом, усијавање молекула, задржање мазива без његове растворљивости са водом, пуњење система мазивом мање вискозности од дозвољене.

Током рада и времена очекује се пораст вискозности мазива, а и смањење вискозности је много опасније од повећања, па је дозвољена горња граница +20% изнад номиналне вредности, а доња -10% испод номиналне вредности.

2.4.4 Врсте уља за подмазивање преносника

2.4.4.1 Мазиве масти

Минерално уље је и даље доминантно базно уље за мазиве масти. Све више се развијају на основи синтетичких уља због бољих својстава у односу на минерална уља као што су оксидацијска стабилност, тецивост при ниским температурама, високотемпературна својства, компатибилност с пластиком, водљивост и др. Синтетичке масти имају и неколико слабости. Нпр. силиконско уље има бољи температурни распон вискозности али је лоше при граничном подмазивању челика [7]. Полифенилестер има високу цену и слаба нискотемпературна својства. За примену су бољи диестери, полиолестери, полиалфаолефини, алкилдифенил естери и др. Избор базног уља за производњу масти зависи од захтева примене а за биолошки разградљиве примјењују се естери. У мастима будућности од адитива треба избегавати: Pb, Cl, Ba, Zn. У саставу угушћивача могу се применити “функционални полимери” (0,5%) који имају функцију побољшивача адхезије/кохезије, отпорности на воду, сапунске структуре или других својстава.

2.4.4.2 Зупчаничка уља

Произвођачи возила главни су покретачи развитка уља за преноснике у возилима. Главни циљеви оцењују се економичношћу потрошње горива, продужењем интервала замене уља, продужењем радног века опреме и смањењем трошкова одржавања.

Радни век уља за аутомобиле је најмање 100 000 km, а за тешка возила 800 000 km. Захтева се рад у широком температурном интервалу зашто ваља побољшати реолошка својства мазива. Ово су задаци које морају решити произвођачи опреме OEM (Original Equipment

Manufacturer) и произвођачи мазива односно адитива. Постављају се захтеви за састав мазива: адитиви на основи сумпора и фосфора (S-P адитиви) или бора (B) уз додатак побољшивача индекса вискозности (ВИИ) и антиоксиданса. Зупчаничка уља могу бити једноградацијска и вишеградацијска, минералне основе, полусинтетичка или синтетичка. Тестирање је значајан фактор за зупчаничка уља и спроводи се у три степена. Прва су испитивања у лабораторији стандардним методама (ASTM, DIN) те испитивања на “радним столовима” и посебним методама (динамичко-механички тестови за одређивање чврстоће мазивог слоја, утицај на заптивне материјале и др.) [7]. Затим следе примењена испитивања где се у радним условима оцењује трошење мазива или опреме. Трећи степен је оцена економичности кроз потрошњу горива у возњи. Ова испитивања се спровode кроз заједнички програм произвођача адитива односно мазива и произвођача возила или опреме. Резултат тих испитивања је одабир и препорука од произвођача опреме (возила) за прво пуњење или уградњу.

2.4.4.3 Минерална уља за подмазивање

Минерална мазива уља се састоје од минералног базног уља и адитива. Највећи део (приближно 95%) савремених мазивих уља су минерална уља која се добијају прерадом нафте. Тако доминантна заступљеност мазива на основи минералних уља свакако је резултат:

- Распоживости,
- развоја рафинацијских техника њиховог добијања,
- добрих својства и
- повољне цене производње.

Базна уља се добијају селективном рафинацијом тешких деривата нафте и увек су смеша виших угљоводоника добијених прерадом нафте. На темељу података из елементне анализе великог броја узорак сирове нафте различитог порекла, добијени су следећи просечни масени удели појединих елемената:

- угљеника има 83 до 87%,
- воденика има 11 до 14% , а
- кисеоника, азота и сумпора никад преко 5%. [8]

Молекулска структура угљоводоника присутних у нафти одређује важна хемијска и физичка својства минералних базних уља као што су:

- вискозност и вискозно-температурна својства,
- агрегатно стање и подручје течења,
- оксидацијска и термичка стабилност.

Пожељно је да базна минерална уља имају такав састав којим се могу постићи задовољавајућа циљана својства, односно да не садрже већи део ароматских угљоводоника (ниска вредност индекса вискозности), а ни линеарне (неразгранане) парафинске угљоводоник који лако кристализују и тако повишавају вредности температуре течења уља. Према томе, изопарафини су пожељни састојци базних уља (високе вредности индекса вискозности, добра нискотемпературна својства, добра оксидацијска стабилност).

Угљоводоници од којих се састоје минерална мазива уља не могу у потпуности задовољити све веће захтеве својстава која се очекују од модерних мазива тако да су адитиви неизоставни делови модерних уља за подмазивање. То су додаци базном уљу којима се побољшавају њихова физикална и хемијска својства. Уносе нова позитивна својства или побољшавају већ постојеће карактеристике мазивих уља.

Савременим уљима најчешће се додају следеће врсте средстава:

- адитиви за побољшање индекса вискозности - смањују промене вискозности у односу на промену температуре,
- адитиви за снижење температуре течења спречавају настајање већих кристалних скупова парафинских угљоводоника,
- оксидацијски инхибитори - инхибитори корозије и старења успоравају и умањују процесе оксидације угљоводоника у мазивим уљима (“антиоксиданти”),
- дисперзант чађи и кокса у уљу диспергују оксидацијске производе (чађ, кокс, смола) и држе их суспендованим те тако спречавају њихово таложење на непожељним местима у мотору,
- високопритисни адитиви - ЕП (екстремни притисак) адитиви - на бази сумпора (молибден MoS_2), фосфора, графита или полимерних спојева повећавају носивост уљног филма,
- адитиви против пењења - спречавају појаву пене у мазивим уљима која може узроковати прекид подмазивања, али и бржу оксидацију.

2.4.4.4 Синтетичка уља за подмазивање

Синтетичка мазива су уметно произведене ствари којима се потребна и жељена својства за подмазивање могу унапред одредити саставом сировина и условима синтезе. С обзиром на то, обухватају неколико важних делова:

- угљоводонична,
- естерска,
- полигликолна и
- силиконска мазива.

За коначно постизање жељених својстава синтетичких мазива редовно се користе специјални адитиви. Главне количине синтетичких мазива се троше за подмазивање машина и уређаја кад су радне температуре толике да је употреба минералних мазива немогућа.

Основни недостатак синтетичких мазива је њихова цена производње (често су и неколико пута скупља од минералних). Да би се и за оштре услове рада (које не могу задовољити обична минерална уља) добила јефтинија мазива, све се више производе смесе синтетичких и минералних мазива - полусинтетичка мазива.

2.4.4.5 Угљоводонична синтетичка мазива уља

Угљоводонична синтетичка мазива су најраширенија врста мазива. Производе се полимеризацијом једноставнијих угљоводоника. Најважнија су она уља која се одликују високим индексом вискозности (изнад 135), ниском тачком течења и довољно ниском вискозношћу и на температурама испод -30°C [8]. Стабилна су према оксидацији и деловању топлоте, а испарљивост им је нижа од испарљивости минералних уља исте вискозности. Та их својства чине одличним сировинама за производњу моторних уља која се могу трошити у свим сезонама. Често се троше у смешама с естерским синтетским или минералним базним уљима, па се добијају мазива врло повољних карактеристика с извршним својствима на ниским температурама која се троше за производњу моторних, зупчаничких и хидрауличних уља те за добијање мазивих масти намењених примени на врло ниским температурама.

2.4.4.6 Естерска синтетичка мазива уља

Ова уља се такође одликују врло добрим својствима на ниским температурама и ниском испарљивошћу. Због тога се често троше у смешама с минералним уљима за моторна и компресорска (полусинтетичка) уља и као сировина у производњи мазиве масти за примену на ниским температурама.

Данас се често троше у производњи моторних уља за млазне моторе те као састави синтетичких и полусинтетичких аутомобилских моторних уља, зупчаничких и компресорских уља и мазивих масти. Синтетичка фосфатна естерска уља много су отпорнија на ватру од минералних уља па се троше као тешко запаљиве течности у хидрауличним саставима ваздухопловних средстава и у индустрији где постоји опасност од пожара. Осим нешто нижег индекса вискозности, остала су им својства добра. Имају ниску температуру течења. Компатибилна су с минералним уљима, па се лако мешају. Често се троше за подмазивање компресора који раде на изузетно високим температурама при којима би се примењена минерална мазива уља могла запалити или експлодирати.

2.4.4.8 Полигликолна синтетичка мазива уља

Главна им је предност да при испаравању на високим температурама не остављају талог, а и зависност вискозности од температуре им је повољна. Основним недостатком сматра се чињеница да се врло лоше или никако не мешају с минералним уљима. Најчешће се троше у производњи уља за хидрауличне преносе кочница моторних возила.

2.4.4.9 Силиконска синтетичка мазива уља

Силиконска синтетичка мазива уља се одликују врло малом зависношћу вискозности од температуре (индекс вискозности износи и преко 300) [8]. Имају ниску температуру течења, а на ниским температурама малу вискозност. Врло су стабилна према оксидацији и деловању топлоте и до врло високих температура.

2.5 Подмазивање зупчастих парова

Као средство за подмазивање зупчастих преносника првенствено се користи уље, док се масти ређе користе. Избор начина подмазивања и врсте средства за подмазивање врши се зависно од обимне брзине односно брзине клизања и величине преносника (табела 2.9)

Табела 2.9 Избор начина подмазивања и средства за подмазивање[2]

Обимна брзина	Средство за подмазивање	Начин подмазивања	Облик преносника (систем за подмазивање)
До 2,5	Прионљиво мазиво	Наношење четком или лопатицом	Отворени преносник по могућству са поклопцем
До 4	Течна маст	Напрскавањем	
До 8		Подмазивање потапањем или подмазивање убризгавањем код већих преносника (P>400KW) или преносника са клизним лежиштима, као и вертикалних преносника	Затворени преносник
До 15			
До 25	уље		
Преко 25		Подмазивање убризгавањем	Преко посебног агрегата

За подмазивање зупчастих преносника првенствено се примењују минерална уља. У циљу побољшања карактеристика ових уља, пре свега за рад при великим површинским притисцима, користе се разни адитиви. Поред минералних уља, за подмазивање се користе и синтетичка уља, која имају далеко боље карактеристике, могу успешно да врше

подмазивање у већем температурном дијапазону (од -40°C до $+150^{\circ}\text{C}$), да се користе за екстремно тешке услове експлоатације. Међутим, ова уља су 5 до 10 пута скупља од минералних, што им ограничава примену.

Подмазивање потапањем се одликује једноставним извођењем, сигурношћу подмазивања и ниском ценом. Недостаци ове примене подмазивања су ограничена количина уља (што релативно брзо доводи до његовог старења), као и немогућност његовог хлађења и филтрирања. Код подмазивања потапањем, дубина потапања се задаје зависно од модула зупчаника m_n и износи $(3 \dots 6) \cdot m_n$ за обимне брзине $v_t < 5 \text{ m/s}$, односно $(1 \dots 3) \cdot m_n$ за $v_t > 12 \text{ m/s}$. Код коничног зупчастог пара неопходно је да најнижи зубац коничног зупчаника по целој дужини буде потопљен у уљу. Количина уља у преноснику оријентационо може да се узме $(5 \dots 10) \text{ l}$ по 1 kW изгубљене снаге [6].

Код подмазивања убризгавањем под притиском, уље се најчешће доводи до горње стране код улаза у захват, а код обимних брзина $v_t > 25 \text{ m/s}$ код излаза из захвата. На тај начин обезбеђује се интензивно хлађење зубаца. Надпритисак уља код индустријских преносника износи $0,8 \dots 1 \text{ bar}$, а код брзоходних преносника до $1,8 \text{ bara}$.

Количина уља која се убризгава Q_e се може добити прорачуном, али у сваком случају не треба да буде мањи од $0,05 \text{ l/min/mm}$ ширине зупчаника, а препоручује се да буде у границама $Q_e/b \cong (0,8 \dots 0,1) \text{ l/min/mm}$ ширине зупчаника [2].

Укупна количина уља Q бира се тако да период циркулације уља t_c буде $(4 \dots 30) \text{ min}$. При томе је код индустријских преносника минимални период циркулације $t_{\text{min}} = (4 \dots 10) \text{ min}$. Укупна количина уља Q у l је према томе:

$$Q = Q_e \cdot t_c \quad (2.7)$$

Радна температура уља треба да се креће у границама :

Подмазивање потапањем :

- Већи индустријски преносници $\theta_{\text{max}} = 60 \dots 80^{\circ}\text{C}$
- Преносници за дизалице $\theta_{\text{max}} = 40 \dots 50^{\circ}\text{C}$
- Мањи индустријски преносници $\theta_{\text{max}} = 90 \dots 100^{\circ}\text{C}$
- Преносници за моторна возила(мењачи) $\theta_{\text{max}} = 100 \dots 130^{\circ}\text{C}$ [1]

Подмазивање убризгавањем под притиском
(θ_{ul} температура уља на улазу, $\Delta\theta$ разлика температуре уља на улазу и излазу):

- Индустријски преносници $\theta_{\text{ul}} = 40 \dots 60^{\circ}\text{C}$ $\Delta\theta \leq 10 \text{ K}$
- Брзоходи преносници $\theta_{\text{ul}} = 50 \dots 60^{\circ}\text{C}$ $\Delta\theta = 15 \dots 25 \text{ K}$
- Бродски преносници $\theta_{\text{ul}} = 45 \dots 55^{\circ}\text{C}$ $\Delta\theta \cong 10 \text{ K}$
- Преносници за авионе $\theta_{\text{ul}} = 50 \dots 70^{\circ}\text{C}$ $\Delta\theta = 10 \dots 30 \text{ K}$ [1]

3. Губици енергије и степен искоришћења

3.1 Губици енергије

Када се ради о преносницима великих снага односно о брзоходим преносницима, губици енергије имају врло важну улогу за оцену квалитета преносника. У различитим табелама може се уочити да се преносници са мимоилазним осама (пужни, хипоидни), због клизања у подужном правцу зупца, имају мање степене искоришћења. Због тога се код брзоходних преносника високе специфичне снаге махом примењују цилиндрични и конични зупчаници. У том случају се захтева тачан прорачун губитака енергије, као и топлотни прорачун преносника у циљу обезбеђења њихове топлотне стабилности у раду.

Укупни губици енергије односно снаге код зупчастих преносника одређују се према [2]:

$$P_G = P_{GZ} + P_{GZO} + P_{GB} + P_{GB0} + P_{GD} + P_{GX} \quad (3.1)$$

Губици снаге при спрезању P_{GZ} настају услед отпора клизању између спрегнутих бокова зубаца. При томе највећи губици настају код мањих обимних брзина.

P_{GZO} су губици снаге про празном ходу зупчаника. Код подмазивања потапањем то су отпори при захватању уља од стране потопљеног зупчаника, а код подмазивања убризгавањем под притиском то су отпори убризгавања уља у темене зазоре.

Величине P_{GB} и P_{GB0} у изразу означавају губитке снаге у лежајевима под оптерећењем у празном ходу, P_{GD} означава губитке снаге услед трења на местима заптивања, а P_{GX} губитке снаге у осталим агрегатима пратеће опреме (на пример пумпе за уље).

Губици снаге при спрезању P_{GZ} расту :

- са порастом оптерећења (приближно пропорционално),
- са опадањем вискозности уља (незнатно),
- са променом обимне брзине v_t .

Ако се претпостави да је коефицијент трења μ константан дуж додирнице у току спрезања (средња вредност), онда губици снаге при спрезању P_{GZ} могу да се одреде [2]:

$$P_{GZ} = P_a \cdot \mu_m \cdot H_v \quad (3.2)$$

где је P_a номинална снага коју преноси зупчасти пар ($P_a = F_t \cdot v_t$), а H_v - степен губитка енергије у току спрезања. За случај да су парцијални степени спрезања $\varepsilon_1 < 1$ и

$\varepsilon_2 < 1$ (кинематска тачка С је у подручју једноструке спреге), величина H_v одређује се према следећем изразу:

$$H_v = \frac{\pi(u+1)}{z_1 \cdot \cos\beta_b \cdot u} \cdot (1 - \varepsilon\varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (3.3)$$

Средња вредност коефицијента трења μ зависи од оптерећења, брзине клизања, вискозности уља, као и од хемијског састава уља. Може приближно да се одреди према:

$$\mu_m = 0,045 \left[\frac{K_a \cdot F_{bt}}{v \Sigma m \cdot \rho_{redc}} \right]^{0,2} \cdot \eta^{0,05} \cdot X_R \leq 0,2 \quad (3.4)$$

где су: F_{bt} нормална сила на боку зупца у чеоном пресеку у N; $v \Sigma m$ - средња збирна брзина у току спрезања у m/s, која се приближно одређује у кинематској тачки према $v \Sigma m \cong v \Sigma G = 2 \cdot v_t \cdot \sin \alpha_{wt}$; ρ_{redc} - средњи редуковани радијус кривине у нормалном пресеку у mm; η - вискозност уља на радној температури у mPas; K_a - фактор радних услова; b - ширина зупчаника у mm; X_R - фактор који узима у обзир утицај храпавости на коефицијент трења:

$$X_R = 3,8 \cdot \left[\frac{R_a}{d_1} \right]^{1,4} \quad (3.5)$$

где су: R_a - аритметичка средња вредност храпавости мерена у правцу висине зупца у μm :

$R_a = 0,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2})$; (код опитног зупчаника је $R_a = 0,35 \mu m$); d_1 - пречник подеоне кружнице у mm.

Губици снаге при празном ходу зупчаника P_{GZO} код подмазивања убризгавањем под притиском одређује се према:

$$P_{GZO} = \delta_v \cdot P_{GZ} \quad (3.6)$$

Где се величина δ_v одређује, зависно од обимне брзине v_t и површинског притиска према Hertz-у ($p_c = \sigma_{HC}$).

За $v_t < 20$ m/s губици снаге ($P_{GZ} + P_{GZO}$) могу приближно да се одреде према :

$$P_{GZ} + P_{GZO} \cong P_a \cdot K_a \left[\frac{0,1}{z_1 \cdot \cos\beta} + \frac{0,03}{v_t + 2} \right] \quad (3.7)$$

Губици снаге у лежајевима ($P_{GB} + P_{GB0}$) крећу се у границама:

➤ 0,1.....0,15 % снаге која се преноси по сваком котрљајном лежају,

- 0,5.....1,5 % снаге која се преноси по сваком клизном лежају за нормално извођење,
- 0,1.....0,2 % снаге која се преноси по сваком клизном лежају за специјално извођење. [2]

Губици снаге услед трења на местима заптивања P_{GD} јављају се само код заптивача са додиром и узимају се у обзир само код преносника мањих снага. Код преносника већих снага се могу занемарити.

Губици снаге у осталим агрегатима P_{GX} најчешће се узимају у обзир преко снаге пумпе код подмазивања убризгавањем уља под притиском, што је случај код преносника високе специфичне снаге

Табела 3.1. Губици снаге при спрезању PGZ и укупни губици снаге PG једностепених преносника[2]

Врста преносника	Обрада зупчаника	Начин подмазивања лежаја	PGZ PG у % од P	
Индустријски Цилиндрични Цилиндрични Конусни са кривим зупцима	Побољшани, глодани Цементирани, брушени Цементирани, глачани	Потапањем Котрљајни Лежаји	0,5...1,0 0,3...0,6 0,6...2,0	1,2...2,0 1,0...1,5 1,5...2,5
Турбински Цилиндрични Цилиндрични Планетни	Побољшани, глодани Цементирани, брушени Бријани, нитрирани	Убризгавањем Клизна лежишта	1,2...1,5 0,8...1,1 1,0...1,3	2,0...2,8 1,6...2,3 1,2...1,9
Преносници код возила Цилиндрични Конусни са кривим зупцима хипоидни	Бријани, цементирани Цементирани, глачани Цементирани, глачани	Потапањем Котрљајни лежаји	0,5...1,0 0,8...1,5 2,0...4,0	1,5...2,0 2,0...3,0 4,0...6,0

3.1.1 Губици енергије код пужних преносника

Велико клизање између спрегнутих бокова пужа и пужног зупчаника, ограничава бројеве обртаја, односно њихову угаону брзину, као и снагу коју могу да пренесу. Услед линијског додира спрегнутих бокова праћено релативно великим клизањем спрегнутих бокова и услед постепеног улаза и излаза из спреге, остварује се слој уља између спрегнутих бокова, тако да долази до смањења унутрашњих динамичких сила и шума, уз пригушење вибрација.

Истовремени захват већег броја зубаца (најчешће 2...4) уз линијски додир спрегнутих бокова, омогућује релативно велику носивост пужних зупчаника. При томе се захтева одговарајуће уходавање преносника.

Укупни губици енергије односно снаге код пужних преносника састоје се од губитака снаге услед отпора клизању пужног пара у току спрезања P_{Gz} , губитака снаге у лежајима P_{GL} и губитака снаге при празном ходу P_{GO} , односно [1]:

$$P_G = P_{Gz} + P_{GL} + P_{GO} \quad (3.8)$$

Снага која се губи на савлађивање отпора клизању при спрезању у пужном пару износи:

$$P_{Gz} = F_n \cdot \mu_z \cdot v_k \quad (3.9)$$

где је F_n - нормална сила на боку зупца, $\mu_z = \tan \rho$ - коефицијент трења пужног пара, а v_k - брзина клизања. За пречник средњег цилиндра пужа у m и број обртаја пужа у min^{-1} , брзина клизања у m/s одређује се према изразу:

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m} \quad (3.10)$$

За случај да је подмазивање пужног пара потапањем, да је пуж постављен са доње стране и да су уграђени котрљајни лежаји, губици снаге при празном ходу P_{GO} у kW могу приближно да се одреде према [1]:

$$P_{GO} = 10^{-7} a \frac{n_1}{60}^4 \frac{v_{40}}{1,83} + 90 \quad (3.11)$$

где је а осно растојање у mm, n_1 - минутни број обртаја пужа, а v_{40} кинематска вискозност уља на 40 °C у mm^2/s .

3.2 Степен искоришћења

3.2.1 Трење и степен искоришћења

У тачки додира нормално на бокове зубаца дејствује нормална сила F_{bn} која на боковима ствара силу трења $\mu \cdot F_{bn}$, слика 3.1. Ако на малом зупчанику делује обртни момент T_1 при одређеној угадној брзини ω_1 , на гоњеном зупчанику ће се генерисати обртни момент T_2 при угадној брзини ω_2 . Пренета снага $P_2 = T_2 \cdot \omega_2$ на гоњеном зупчанику 2 је мања од снаге P_1 на погонском зупчанику, јер се један део снаге губи на савлађивање отпора трења.

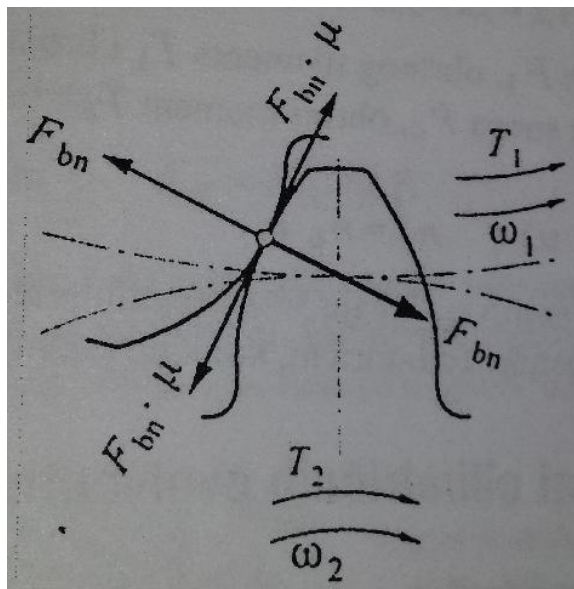
Степен искоришћења представља однос снага на гоњеном и погонском зупчанику [1], [2]:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u} \quad (3.11)$$

Степен искоришћења у току захвата зубаца није константан. Зато се за прорачун користи средња вредност. Према искуству степен искоришћења, узимајући у обзир и отпоре трења у лежајима, износи :

- $\eta = 0,95 \dots 0,99$ код тачно одрађених зубаца,
- $\eta = 0,92 \dots 0,94$ за необрађене зупце.

Веће вредности степена искоришћења усвајају се код подмазаних бокова зубаца.



Слика 3.1 Нормална сила и сила трења[1]

Код вишестепених преносника, пошто се у сваком пару зупчаника губи део снаге, укупни степен искоришћења се добија као производ појединачних степена искоришћења $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_j$:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (3.12)$$

3.2.1 Степен искоришћења пужног преносника

Ако се са P_1 означи снага на пужу, а са P_2 снага на пужном зупчанику онда степен искоришћења пужног преносника може да се одреди:

- за случај да је пуж погонски елемент:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_2 + P_G} \quad (3.13)$$

- за случај да је пужни зупчаник погонски елемент:

$$\eta_z' = \frac{P_1}{P_1 + P_G} = \frac{P_2 - P_G}{P_2} \quad (3.14)$$

На степен искоришћења утиче већи број параметара, а један од главних је врста материјала од ког су израђени пуж и пужни зупчаник. Велики утицај на степен искоришћења има и обимна брзина. Са повећањем обимне брзине лакше се ствара уљни филм између спрегнутих бокова, па самим тим расте и степен искоришћења. Тип пужа, као и врста средства за подмазивање такође утичу на степен искоришћења.

Степен искоришћења пужних преносника је релативно низак. Ако се примењују као мултипликатори, степен искоришћења је испод 0,5. Код примене као редуктора, могуће је одговарајућим конструкционим извођењем постићи степен искоришћења и изнад 0,9 (постоје изведене конструкције са степеном искоришћења 0,96).

Степен искоришћења пужног пара за угао завојнице на средњем цилиндру пужа γ_m и за угао трења $\rho = \arctan \mu_z$ износи [1]:

- за случај да је пуж погонски елемент:

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho)} \quad (3.15)$$

- за случај да је пужни зупчаник погонски елемент:

$$\eta_z' = \frac{\tan(\gamma_m - \rho)}{\tan \gamma_m} \quad (3.16)$$

Већи степен искоришћења η_z добија се за веће вредности угла γ_m , односно код вишеходних пужева, али се при томе добијају мањи преносни односи.

Самокочење наступа када је $\eta_z' \leq 0$, што према (3.16) одговара углу трења $\rho \geq \gamma_m$ или $\mu_z \geq \tan \gamma_m$. У случају да је пужни зупчаник погонски вредности степена искоришћења су врло мале ($\eta_z' < 0,5$), па се због тога пужни преносник као мултипликатор врло ретко користи.

Коефицијент трења μ_z зависи од брзине клизања, врсте спрегнутих материјала, дебљине уљног филма као и од храпавости и облика бокова зубаца. Одређује се експериментално. Као опитни пужни пар за експериментално одређивање степена искоришћења, коришћен је цементиран и брушени пуж са храпавошћу $R_{z0} = 3 \mu$ и пужни зупчаник од калајне бронзе. Коефицијент трења опитног пужног пара μ_0 одређује се зависно од брзине клизања v_k у m/s и врсте уља.

Увођењем корекционих фактора коефицијент трења пројектованог пужног пара одређује се према изразу:

$$\mu_z = \mu_0 \cdot Y_z \cdot Y_w \cdot (R_z / R_{z0})^{1/4} \quad (3.17)$$

Где су: Y_w – фактор разлике спрегнутих материјала; Y_z – фактор који узима у обзир утицај облика пужа; са R_{z0} и R_z су означене средње храпавости бокова зубаца опитног, односно пројектованог пужа.

За познате вредности степена искоришћења η_z , односно η_z' , губитак снаге у пужном пару износи [2]:

- за случај да је пуж погонски елемент:

$$P_{Gz} = P_1 \cdot (1 - \eta_z) \quad (3.18)$$

- за случај да је пужни зупчаник погонски елемент:

$$P_{Gz} = P_2 \cdot (1 - \eta_z) \quad (3.19)$$

4. Провера загревања и врсте хлађења преносника

За прорачун одведене топлоте преко кућишта, полази се од тога да кућиште има константну температуру Θ_k . Ако је температура околне средине Θ_∞ , онда топлота износи:

$$Q_{ok} = \alpha_a A_k (\Theta_k - \Theta_\infty) \quad (4.1)$$

Коефицијент прелаза топлоте α_a креће се у границама $\alpha_a = (12-25) \text{ W/(m}^2 / \text{K)}$, при чему се доња граница односи на јако запрљано кућиште и за мале обимне брзине. Коефицијент α_a може тачно да се рачуна коришћењем израза [2]:

$$\alpha_a = f_k 10 + 0,07 \Theta_k - \Theta_\infty \cdot h^{-0,15} \quad (4.2)$$

За:

$$40 \leq (\Theta_k - \Theta_\infty) \leq 120 \text{ K}$$

Где је h висина кућишта у метрима, а f_k - фактор који узима у обзир струјање ваздуха и који се, зависно од брзине струјања ваздуха, одређује према табели 4.1. За случај да се преносник налази у хали може се узети $v=1,25 \text{ m/s}$.

Ако се код преносника поставља вентилатор на брзоходом вратилу фактор f_k се бира у границама :

- Цилиндрични зупчасти преносник са једним вентилатором - $f_k \cong 1,4$
- Цилиндрични зупчасти преносник са два вентилатора - $f_k \cong 2,5$
- Конични или конично цилиндрични преносник са једним вентилатором - $f_k \cong 2$.

Табела 4.1 Одређивање фактора струјања ваздуха f_k [1]

v	1,25	2	3	5	7	10	15	20
f_k	1	1,3	1,6	2,3	2,9	3,6	5,0	6,3

Површина кућишта A_k у m^2 одређује се зависно од димензија кућишта. Ако је дужина кућишта l , висина h а ширина t , онда за кућиште без ребара важи:

$$A_k = 2(l \cdot h + t \cdot h) + l \cdot t \quad (4.3)$$

Пошто се у току прорачуна не располаже тачним подацима о димензијама кућишта, онда се површина кућишта може приближно одредити зависно од основг растојања a и пречника

подеоне кружнице великог зупчаника d_2 [2]. За једностепени преносник површина кућишта износи :

$$A_{ks} = A_k \cong 6,25(a \cdot d_2 + 2 \cdot b \cdot a) + 3 \cdot b \cdot d_2 \quad (4.4)$$

Са b је означена ширина зупчаника.

Укупна површина кућишта вишестепеног преносника је:

$$A_k = A_{stI} + A_{stII} + \dots \quad (4.5)$$

Код преносника са ребрима за хлађење треба повећати површину A_k . Ребра се постављају нормално на површину кућишта и у правцу струјања ваздуха. Температура Θ_k може се узети да је једнака радној температури уља.

4.1 Хлађење преносника преко уља

Код циркулационог подмазивања убризгавањем под притиском, количина одведене топлоте одређује се према:

$$Q_{du} = c \cdot \rho \cdot Q_e \cdot \Delta\Theta \quad (4.6)$$

где c означава специфичну топлоту расладног флуида, ρ његову густину (табела 4.2), а $\Delta\Theta$ је разлика температуре на улазу и излазу (табела 4.3).

Табела 4.2 Карактеристике расхладног флуида [2]

	Специфична топлота	Густина
Минерално уље	$(1,7 \dots 2,1) \cdot 10^3$	800.....950
Синтетичко уље	$(1,7 \dots 2,1) \cdot 10^3$	800.....950
Вода	$4,2 \cdot 10^3$	1000
Суви ваздух	10^3	1,2

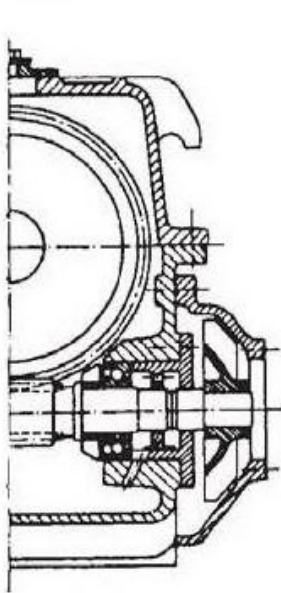
Табела 4.3 Препоручена разлика температуре $\Delta\Theta$ [2]

Уље - Без хладњака (само цевовод и пумпа изван преносника)	3-5 K
Уље - Са хладњаком код већих преносника; (трајни погон најчешће са номиналном снагом)	10-15 K
Уље - Са хладњаком код мањих преносника (преоптерећење до 70% номиналне снаге)	15 - 20 K
Вода за хлађење	10 - 20 K

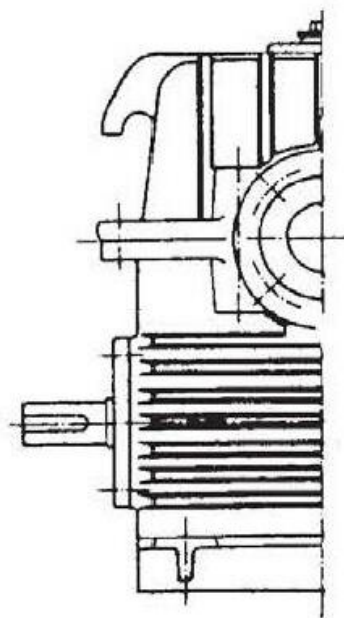
Неопходна количина уља која се убризгава Q_e зависи од губитака енергије која се као топлота одводи преко уља што је и приказано сликама 4.1 и 4.2, а дато је обрасцем:

$$Q_e = Q_{du} / (c \cdot \rho \cdot \Delta\Theta) \quad (4.7)$$

У случају преносника високе специфичне снаге, уље се изван преносника хлади у посебном расхладном систему најчешће водом [6].



Слика 4.1 Хлађење ваздушном конвекцијом



Слика 4.2 Хлађење конвекцијом преко кућишта

4.2. Провера загревања пужног пара

Услед клизања између спрегнутих бокова пужа и пужног зупчаника знатна количина енергије претвара се у топлоту, која се преко кућишта одводи у околну средину. Уколико је одведена топлота мања од енергије која се у току рада претвара у топлоту, долази до пораста радне температуре услед чега се нарушава нормални режим рада. При томе најпре долази до промене мазивих карактеристика уља, што касније има за последицу разарање зубаца. Због тога је неопходна провера топлотне стабилности преносника. Услов топлотне стабилности је да губици енергије у преноснику буду једнаки одведеној топлоти, што се проверава преко степена сигурности у односу на загревање и приказано је следећим изразом :

$$S_t = \frac{Q_0}{P_G \cdot K_{tp}} \geq S_{tmin} = 1 \quad (4.8)$$

У изразу (4.8) са P_G означени су губици снаге у преноснику, са K_{tp} - фактор трајности погона, а са Q_0 - одведена топлотна енергија.

За стационарне услове рада одведена топлотна енергија Q_0 у kW износи:

$$Q_0 = \theta_{u\infty} \cdot A_k \cdot k_c \quad (4.9)$$

Дозвољена температура за трајни погон једнака је:

$$\theta_{u\infty} = \frac{\theta_{Lg} - \theta_0}{1,03 + 0,1 \cdot \frac{n_1}{1000}} - 1,5 \quad (4.10)$$

где је θ_{Lg} - дозвољена радна температура уља: $\theta_{Lg} = (70...80)^\circ\text{C}$ - за минерална уља, $\theta_{Lg} = (90...100)^\circ\text{C}$ - за синтетичка уља, θ_0 - температура околине, а n_1 - број обртаја пужа.

Меродавна површина кућишта са ребрима за одвод топлоте A_k у m^2 , може приближно да се одреди, зависно од осног растојања a у mm, према:

$$A_k = a^{1,8} \cdot 9 \cdot 10^{-5} \quad (4.11)$$

а коефицијент прелаза топлоте k_c у $\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$, за преносник са пужем постављеним са доње стране, одређује се према следећим изразима [1]:

- за кућиште са вентилатором за хлађење:

$$k_c = 6,6 \cdot 10^{-3} (1 + 0,4 \cdot (n/60)^{0,75}) \quad (4.12)$$

- за кућиште са вентилатором без хлађења:

$$k_c = 6,6 \cdot 10^{-3} (1 + 0,23 \cdot (n/60)^{0,75}) \quad (4.13)$$

Уколико је пуж постављен са горње стране, вредност коефицијента прелаза топлоте k_c треба смањити за 20%.

Код преносника у возилима изложеним струјању ваздуха брзине v_0 у m/s, која је приближно једнака брзини кретања возила, коефицијент прелаза топлоте одређује се према:

$$k_c = 15 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,1 v_0) \quad (4.14)$$

Укупни губици снаге P_G у изразу (4.8), за приближне прорачуне могу да се одреде зависно од степена искоришћења пужног пара η_z према изразима 4.15 и 4.16:

- за уграђена 4 котрљајна лежаја:

$$P_G = P_1 (1 - 0,99 \cdot \eta_z) \quad (4.15)$$

- за уграђена 4 клизна лежаја:

$$P_G = P_1 (1 - 0,97 \cdot \eta_z) \quad (4.16)$$

За трајни погон, односно за непрекидни рад пужног преносника, фактор трајности погона узима се $K_{TP} = 1$. Када преносник ради само повремено, онда су губици енергије сведени на јединицу времена мањи, а одведена топлота већа. У том случају фактор трајности погона одређује се према табели 4.4, зависно од релативног времена рада t_a :

$$t_a = \frac{t_E}{\alpha} \cdot \frac{1 + y_B}{1 + y_B \cdot \left(\frac{n_1}{1000}\right)^{1,55}} \quad (4.17)$$

где је t_E - трајност погона у %, n_1 - минутни број обртаја пужа, α - осно растојање у mm, а величина y_B креће се у границама: $y_B = 0,35$ - за преносник са вентилатором; $y_B = 0,14$ - за преносник без вентилатора.

Табела 4.4 Вредности фактора трајности погона K_{TP} [1]

t_a	0,1	0,14	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,4	2	3
K_{TP}	0,14	0,2	0,29	0,42	0,48	0,67	0,78	0,88	0,96	1

За преносник код кога су губици снаге већи од одведене топлоте, односно код кога је $ST < 1$, неопходно је додатно хлађење кућишта. Додатно хлађење може да се изведе повећањем броја ребара на кућишту, повећањем основног растојања и додатним хлађењем уља преко циркулационог система подмазивања. Постоји и могућност примене уља која смањују коефицијент трења (на пример синтетичка уља са одговарајућим адитивима), чиме понекад може да се задовољи степен сигурности у односу на загревање и без конструкционе измене.

5. Пример тоplotног прорачуна преносника

Пример:

Извршити проверу губитка енергије и тоplotни прорачун тростепеног зупчастог преносника за погон помоћног кретања код алатних машина.

Подаци :

- Номинална снага електромотора $P_{EM} = 100 \text{ kW}$
- Број обртаја вратила електромотора : $n_{EM} = 1200 \text{ min}^{-1}$
- Подмазивање се врши минералним уљем вискозност $\nu_{40} = 200 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Температура кућишта је 90°C
- Максимална дозвољена радна температура је 80°C , а температура околине је 40°C
- Димензије кућишта: $l=1500\text{mm}$, $h=800\text{mm}$, $t=500\text{mm}$.

Подаци о зупчастим паровима су :

Зупчасти пар $z_1 - z_2$: $z_1 = 20$, $z_2 = 65$, $m=6\text{mm}$, $\beta=20^\circ$, $b=50\text{mm}$

Зупчасти пар z_3-z_4 : $z_3 = 22$, $z_4 = 59$, $m=4\text{mm}$, $\beta=18^\circ$, $b=50\text{mm}$

Зупчасти пар z_5-z_6 : $z_5 = 25$, $z_6 = 55$, $m=3\text{mm}$, $\beta=13^\circ$, $b=40\text{mm}$

Решење:

Губици у зупчастим паровима :

$$P_{GZ1} = 1,1\% \cdot P_{EM} = 0,011 \cdot 100 = 1,1 \text{ kW}$$

$$P_{GZ2} = 1,6\% \cdot P_{EM} = 0,016 \cdot 100 = 1,6 \text{ kW}$$

$$P_{GZ3} = 1,74\% \cdot P_{EM} = 0,0174 \cdot 100 = 1,74 \text{ kW}$$

Губици у лежајевима :

$$\text{➤ } P_{Gl} = P_G + P_{Go} \approx 0,1 \cdot P_{EM} \cdot \text{број лежаја} = 0,001 \cdot 100 \cdot 8 = 0,8 \text{ kW}$$

Укупни губици снаге :

$$\text{➤ } P_G = P_{GZ1} + P_{GZ2} + P_{GZ3} + P_{Gl} = 5,24 \text{ kW}$$

Степен искоришћења преносника :

$$\eta_p = \frac{P_{EM} - P_G}{P_{EM}} = \frac{100 - 5,24}{100} = 0,95$$

Површина кућишта преко ког се предаје топлота у околну средину :

$$A_k = 2(l \cdot h + t \cdot h) + l \cdot t = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,6 + 0,5 \cdot 0,6 + 1,5 \cdot 0,5$$

$$A_k = 3,15 \text{ m}^2$$

Фактор струјања ваздуха :

$$f_k = 1 \text{ за } v_w = 1,25 \text{ m/s}$$

Коефицијент прелаза топлоте:

$$\alpha_a = f_k 10 + 0,07 \theta_k - \theta_\infty \cdot h^{0,15} = 1 \cdot 10 + 0,07 \cdot 90 - 40 \cdot 0,6^{0,15} = 12,5 \text{ W/}\left(\frac{\text{m}^2}{\text{K}}\right)$$

Количина топлоте која се преко кућишта одводи у околину :

$$Q_{ok} = \alpha_a A_k \theta_k - \theta_\infty = 12,5 \cdot 3,15 \cdot 90 - 40 = 1969,4 \text{ W} \approx 2 \text{ kW}$$

Количина топлоте коју је потребно одвести хлађењем помоћу уља циркулационим системом:

$$Q_{ou} = P_G - Q_{ok} = 5,24 - 2 = 3,24 \text{ kW}$$

Специфична топлота расхладног уља :

$$c = (1,7 - 2,1) \cdot 10^3 \text{ Ws/kgK} \Rightarrow c = 1,9 \cdot 10^3 \text{ Ws/kgK}$$

Густина уља:

$$\rho = 900 \text{ kg/m}^3$$

Разлике температуре уља на улазу и излазу :

$$\Delta \theta = 10 \text{ K}$$

Потребна количина уља која се убризгава :

$$Q_e = \frac{Q_{ou}}{c \cdot \rho \cdot \Delta \theta} = \frac{3,24 \cdot 10^3}{1,9 \cdot 10^3 \cdot 900 \cdot 10} = 1,9 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 11,4 \text{ l/m}$$

Пропорционално губицима снаге потребна количина уља која се убризгава по појединим зупчастим паровима износи :

$$Q_{e1} = 2,8 \text{ l/m}$$

$$Q_{e2} = 4,1 \text{ l/m}$$

$$Q_{e3} = 4,5 \text{ l/m}$$

Количина убризгавања уља по јединици ширине зупчаника:

$$\frac{Q_{e1}}{b} = \frac{2,8}{50} = 0,056 \frac{\text{min}}{\text{mm}} > \frac{Q_e}{b} \text{ min} = 0,05 \text{ l/min/mm}$$

$$\frac{Q_{e2}}{b} = \frac{4,1}{50} = 0,082 \frac{\text{min}}{\text{mm}} > \frac{Q_e}{b} \text{ min} = 0,05 \text{ l/min/mm}$$

$$\frac{Q_{e3}}{b} = \frac{4,5}{40} = 0,125 \frac{\text{min}}{\text{mm}} > \frac{Q_e}{b} \text{ min} = 0,05 \text{ l/min/mm}$$

Период циркулације :

$$t_c = 5 \text{ min}$$

Укупна количина уља потребна за подмазивање :

$$Q = Q_e \cdot t_c = 11,4 \cdot 5 = 57 \text{ l}$$

6. Закључак

Пренос оптерећења спрегнутих бокова зубаца зупчаника праћено је клизањем и котрљањем додирних површина. У циљу смањења силе трења, која се јавља на боковима зубаца, као и равномерније расподеле оптерећења на спрегнуте бокове врши се подмазивање. Такође, услед клизања спрегнутих бокова зубаца знатна количина енергије се претвара у топлоту. Отуда мазиво има и улогу да обезбеди хлађење зупчаника односно одвођење губитака енергије услед трења.

Уколико је одведена топлота мања од енергије која се у току рада претвара у топлоту, долази до пораста радне температуре преносника услед чега се нарушава топлотни режим рада. При томе долази до промена мазивих карактеристика уља, што касније има за последицу разарање зубаца. Због тога је неопходна и провера топлотне стабилности преносника.

Избор начина подмазивања као и врсте средстава за подмазивање зупчаника зависи од више фактора: обимне брзине, тј. брзине клизања, величине преносника, типа зупчаника и сл. Као средство за подмазивање првенствено се користи уље (и то најчешће минерално), док се масти ређе користе. О начину подмазивања као и о губицима енергије и снаге који се јављају током експлоатације машинских система веома је важно водити рачуна још у току прорачуна. То је веома важно из више разлога: оправданост улагања, животни век машинског система, заштита животне средине, управљање отпадним уљима.

Здравље, безбедност на раду као и контрола отпуштања уља и мазива су веома захтевани процеси који су пред нама. Како у нашој земљи тако и у земљама света и европе све више средстава се улаже управо у ове области. С тим циљем се и препоручују уља која су мање штетна по околину, здравље људи и животну средину.

Развијањем модерних технологија предност се даје сувом подмазивању или минималном подмазивању како би утицај уља и мазива био што мањи на саму цену машинског система, али и на отпад и животну средину.

Мазива су квалитетнија, али су и цене све више. Међутим, на примену мазива не утиче само цена мазива, већ комплетно познавање мазива, начин производње, примена испитивања, могућност поновне примене и даље експлоатације мазива. Осим ових наведених технолошко техничких ставки област примене се дефинише стандардима и законима појединих земаља или европске уније (ЕУ).

7. Литература

- [1] Николић Вера, Машински елементи теорија, прорачун, примери, Машински факултет Крагујевац, Крагујевац, 2004.
- [2] Милтеновић Војислав, Огњановић Милосав, Машински елементи - зупчаници, Машински факултет Београд, 1991.
- [3] http://www.google.rs/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&ved=0CCsQFjAC&url=http%3A%2F%2Fwww.singipedia.singidunum.ac.rs%2Fattachment.php%3Fattachmentid%3D2529%26d%3D1309261999&ei=3r9AVMejKOnhywOIhYHQAg&usg=AFQjCNGmH7uuytiHuqi_qvFbIEs7eHL0NQ&sig2=ZjjWBtGuCJ74IPNSXFeWgw&bvm=bv.77648437,d.bGQ&cad=rja
- [4] <http://tribolab.mas.bg.ac.rs/proceedings/2003/253-257.pdf>
- [5] <http://www.rgf.bg.ac.rs/predmet/RO/VI%20semestar/Tehnicka%20dijagnostika/Predavanja/5.TehDi.pdf>
- [6] http://www.masinac.org/downloads/osnove%20konstruisanja/predavanja%201/izbor_najboljeg_varijantnog_resenja_reduktora.pdf
- [7] http://bib.irb.hr/datoteka/616863.Silic_Goriva_konano_iz_Kolumne.pdf
- [8] Милтеновић Војислав, Машински елементи – облици, прорачун, примена, Машински факултет Ниш, 2001.