

Термодинамика Б
“Handout” 4 - предавања

Школска 2015/2016. година
(пролећни семестар)

КРУЖНИ ПРОЦЕСИ (ЦИКЛУСИ) СА ИДЕАЛНИМ ГАСОМ

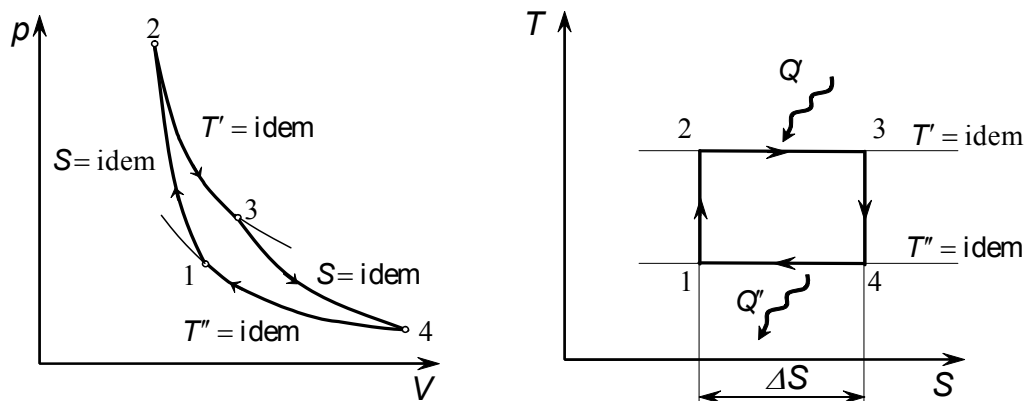
(циклуси топлотних машина – деснокретни)



ТЕРМОДИНАМИЧКИ СТЕПЕН КОРИСНОСТИ ЦИКЛУСА

$$\eta_t = \frac{W_{kor}}{Q_{dov}} = \frac{Q_{dov} - |Q_{odv}|}{Q_{dov}} = 1 - \frac{|Q_{odv}|}{Q_{dov}} < 1$$

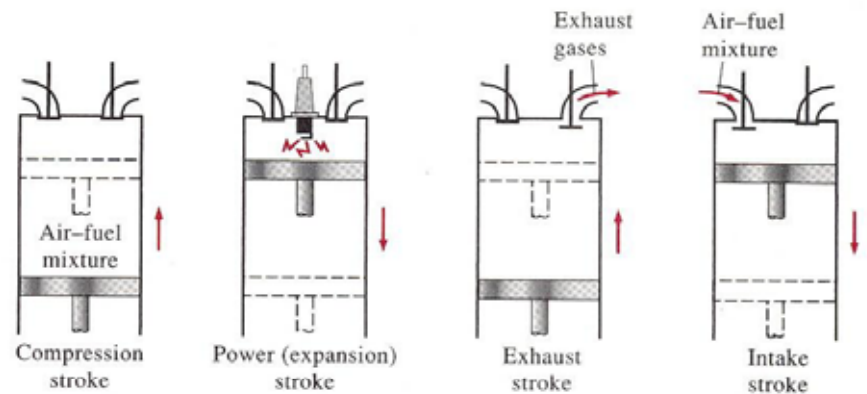
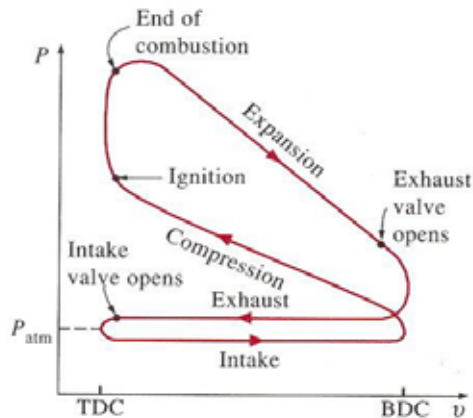
Карноов циклус



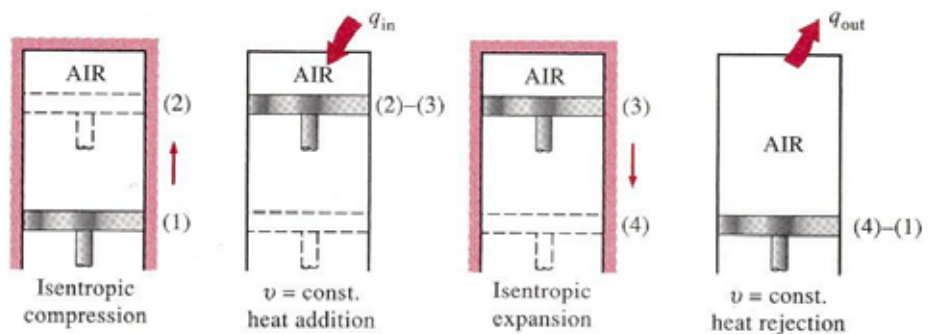
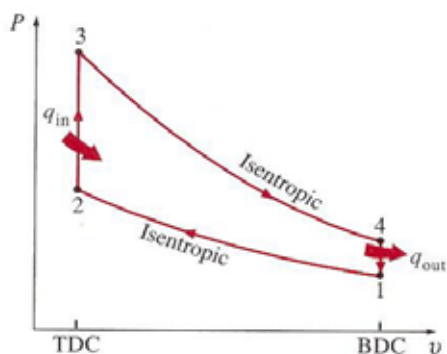
$$\eta_t^c = 1 - \frac{|Q_{odv}|}{Q_{dov}} = 1 - \frac{mT_4(s_4 - s_1)}{mT_3(s_3 - s_2)} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T^{TP}}{T^{TI}}$$

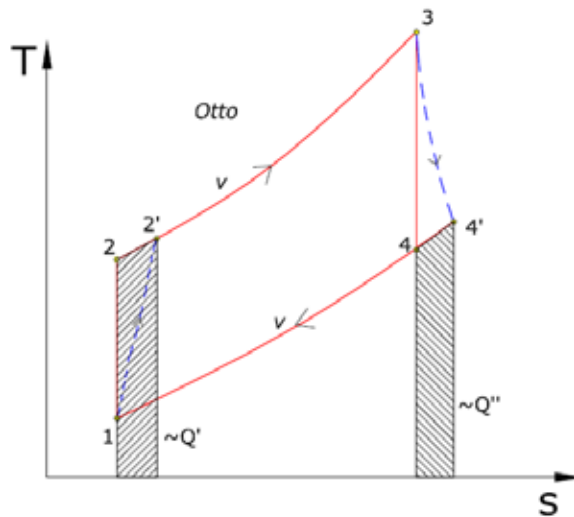
ЦИКЛУСИ МОТОРА СА УНУТРАШЊИМ САГОРЕВАЊЕМ (СУС)

1. Ото-ов циклус (бензински четворотактни мотор)



(a) Actual four-stroke spark-ignition engine





2 - 3 : изохорско довођење топлоте;

3 - 4 : изентропска (адијабат.) експанзија;

4 - 1 : изохорско одвођење топлоте;

1 - 2 : изентропска (адијабат.) компресија.

$$\eta_{tr}^O = 1 - \frac{|Q_{odv}|_{id} + Q''}{Q_{dov,id} - Q'}$$

$$\eta_{tr}^O < \eta_{ti}^O$$

Јасно је да је у реалности радни флуид мешавина бензинских пара и ваздуха, а касније мешавина продукта сагоревања и ваздуха. У анализи идеалних циклуса, као радну материју разматрамо идеални гас, ваздух. Извешћемо израз за термодинамички степен корисности.

$$\eta_t^O = 1 - \frac{|Q_{odv}|}{Q_{dov}} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_4 \frac{T_3}{T_4} - T_1 \frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_4 - T_1)\epsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$$

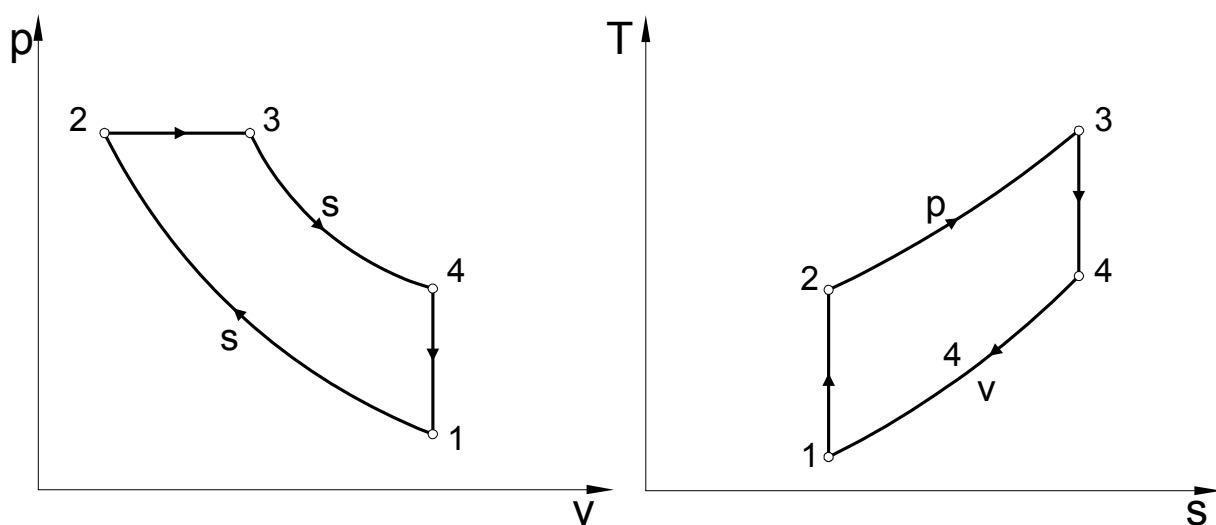
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{\kappa-1} = \frac{T_3}{T_4}, \quad \text{из изентропске компресије (1-2) и експанзије (3-4)}$$

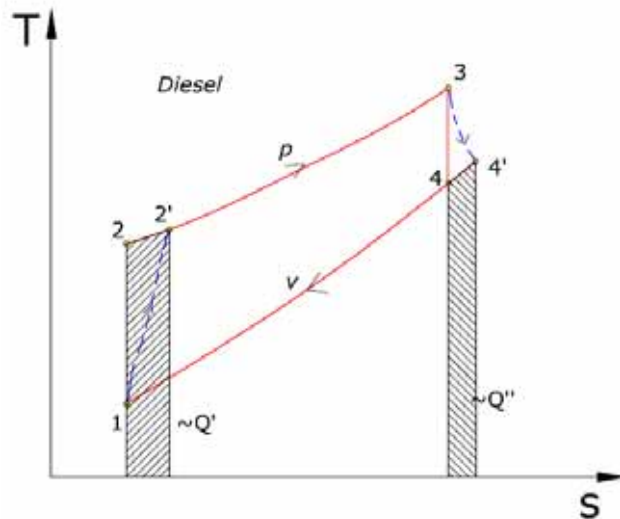
$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}, \text{ (запремински) степен компресије} \quad \left(\kappa = \frac{c_p}{c_v}, \text{ степен изентропе} \right)$$

Запремински степен компресије је однос максим. и миним. радне запремине цилиндра. Код Otto-вог мотора запремински степен компресије је $\varepsilon^{Otto} = 8 \dots 12$, јер изнад 12 би T_2 била виша од температуре самопаљења гориве смеше (која стиже из карбуратора), до процеса сагоревања би дошло пре него што клип дође у горњу мртву тачку и упали се свећица.

Насупрот томе, код Diesel мотора не сабија се горива смеша, него ваздух (нема свећице). Дизел гориво се пали при убризгавању у цилиндар. Ваздух у који се убризга гориво мора да има температуру вишу од T самопаљења Diesel горива и зато треба да је $\varepsilon^{Diesel} = 13 \dots 20$.

2. Дизелов циклус (дизел четворотактни мотор)





$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_3}{v_4} \frac{v_1}{v_2} \right)^\kappa = \left(\frac{v_3}{v_1} \frac{v_1}{v_2} \right)^\kappa = \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^\kappa = \rho^\kappa$$

$$\eta_t^D = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \left[\frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa(\rho - 1)} \right]$$

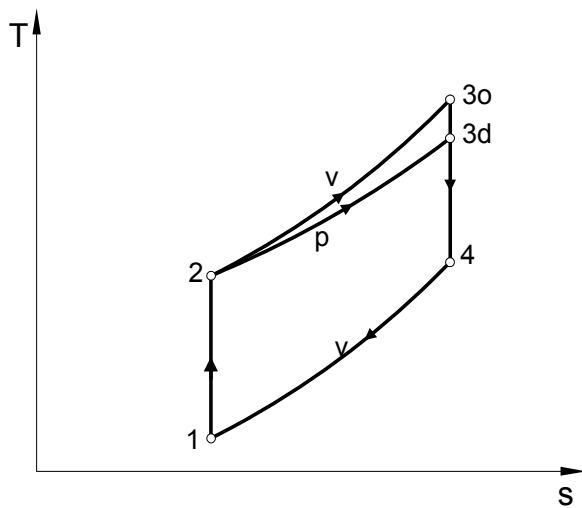
$$\eta_{tr}^D = 1 - \frac{|Q_{odv}|_{id} + Q''}{Q_{dov,id} - Q'}$$

$$\eta_{tr}^D < \eta_{ti}^D$$

ПОРЕЂЕЊЕ ЦИКЛУСА МОТОРА СУС

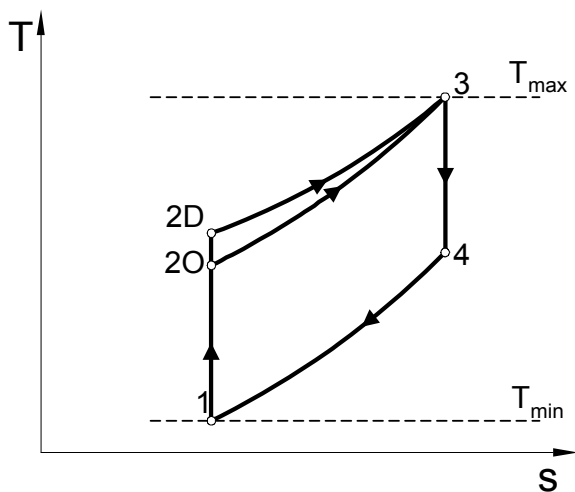
Јасно је да је ефикаснији онај мотор, односно онај циклус који има већи η_t . Пошто код оба циклуса узимамо да је Q_{odv} једнако (није сасвим тачно због специфичности сваког мотора, узимамо само ради поређења) биће ефикаснији онај мотор код кога је корисна снага већа, односно површина у оквиру криве циклуса.

1. поређење



$$\eta_t^{Otto} > \eta_t^{Diesel} \quad \text{нереално (} Q_{dov}^{Otto} > Q_{dov}^{Diesel} \text{)}$$

2. поређење

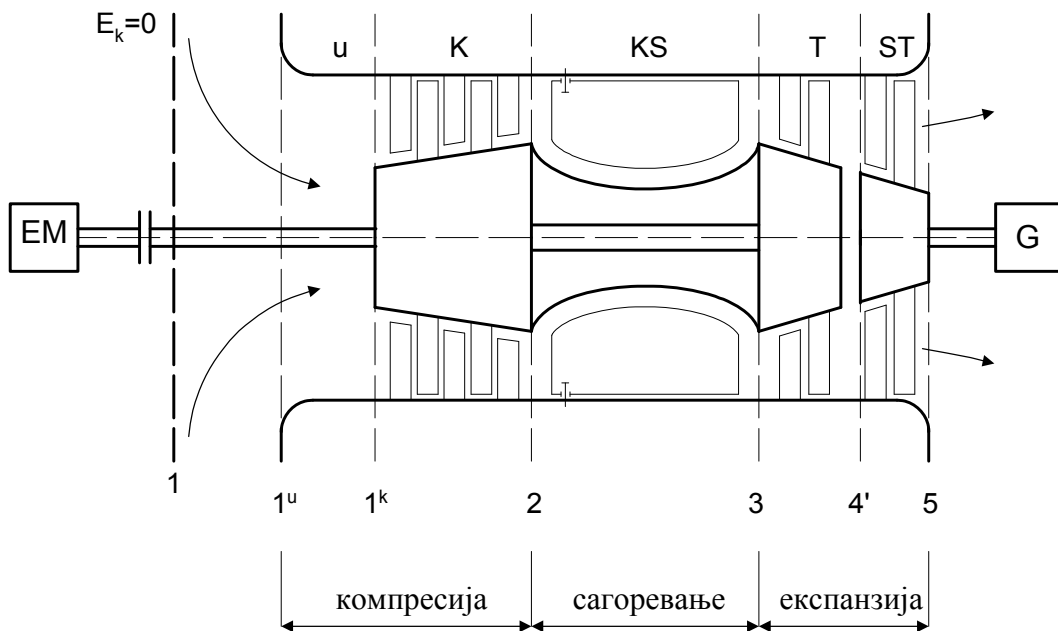


$$\begin{aligned} Q_d^D &> Q_d^O \\ |Q_o^D| &= |Q_o^O| \\ \eta_t^D &> \eta_t^O \end{aligned}$$

С ОБЗИРОМ ДА ЈЕ СТЕПЕН КОМПРЕСИЈЕ ОТОВОГ ЦИКЛУСА 8 – 12 ... А ДИЗЕЛОВОГ ЦИКЛУСА 13 – 20 ... ЈАСНО ЈЕ ДА ЈЕ РЕАЛНО САМО ДРУГО ПОРЕЂЕЊЕ !

ЦИКЛУСИ СА ГАСНИМ ТУРБИНАМА

А) Џулов циклус отвореног типа



ЕМ – електромотор (стартер)

U – уводник

K – компресор

KS – комора сагоревања

T – турбина

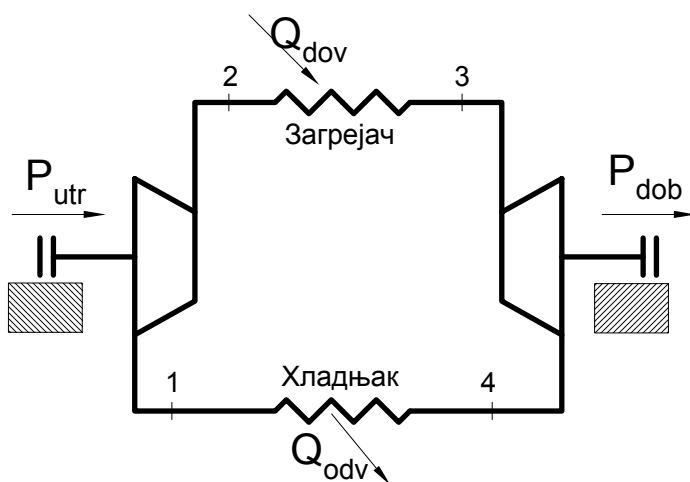
ST – слободна турбина

G – генератор

У гасну турбину се усисава ваздух из околине кроз специјално профилисани канал, који се назива уводник (U). У компресору (K) се ваздух сабија на виши притисак и температуру. Такав (врели) ваздух се уводи у комору за сагоревање (КС) где се меша са распршеним течним горивом, а чија је температура самопаљења нижа од температуре врелог ваздуха. Иницијализацијом паљења (свећицом), долази до сагоревања горива и настанка продуката сагоревања који носећи јако велику енталпију покрећу турбину (Т) и слободну турбину (СТ) и након тога се избацују у околину. Ово је реалан Џулов (Брајтонов) кружни процес. У почетку компресор (K) бива покретан од стране електромотора (ЕМ) док се не постигну такозвани аутономни радни услови, односно, рад на вратилу турбине (Т) не буде довољан да покрећући компресор (K), оствари у њему потребан степен сабијања који ће обезбедити поуздан процес сагоревања у комори (потребан притисак и температура на улазу у комору сагоревања). Тада се електромотор (ЕМ) искључује, и од тог тренутка се за погон компресора (K) користи обртни момент добијен у турбини (Т), а обртни момент добијен на слободној турбини (СТ) се у генератору (Г) претвара у електричну енергију.

Ради једноставности, у разматрање се уводи тзв. идеални Џулов циклус. Уместо коморе за сагоревање фигурише ЗАГРЕЈАЧ ВАЗДУХА, а уместо издува димних гасова и уписа ваздуха

јавља се ХЛАДЊАК ВАЗДУХА. Јасно, занемарује се присуство димних гасова у ваздуху у делу инсталације иза коморе за сагоревање – узима се као да је у целом колу чист ваздух.

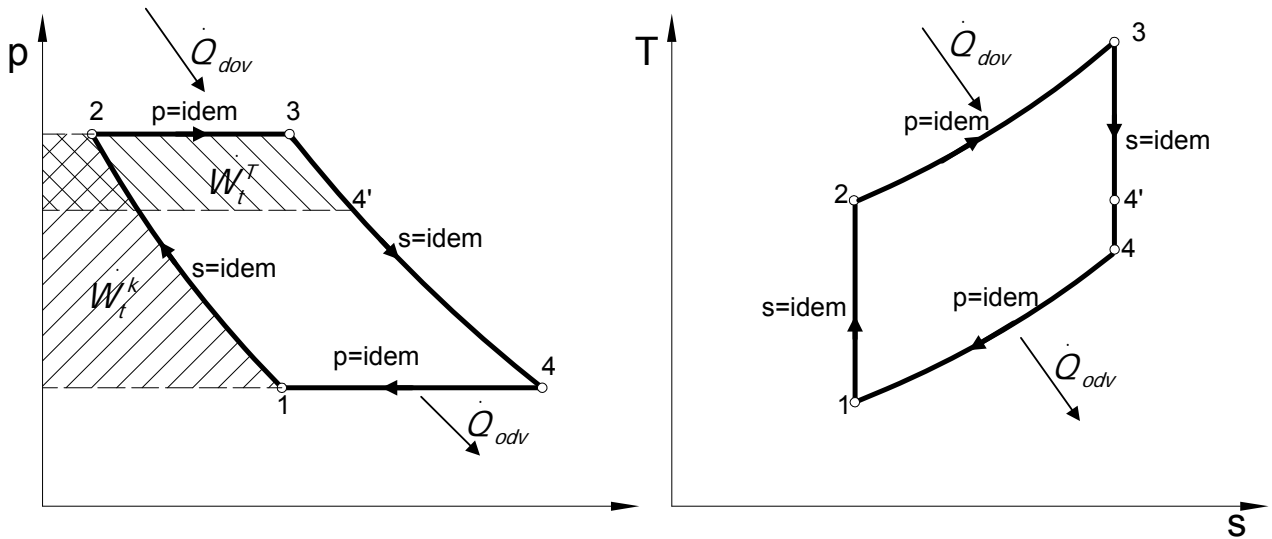


→ шрафура на дијаграму $(p - V)$, $(T - S)$

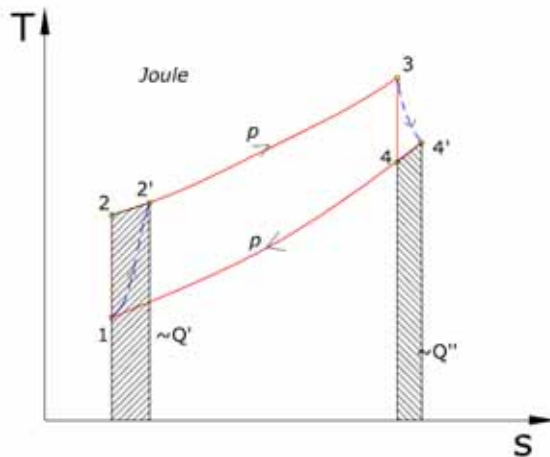


$$P_{kor} = P_{turbine} - |P_{kompresora}| = P_{dob} - |P_{utrošeno}|$$

Б) Цулов циклус затвореног типа



$$\eta_t^J = 1 - \frac{|\dot{Q}_{odv}|}{\dot{Q}_{dov}} = 1 - \frac{\dot{m}c_p(T_4 - T_1)}{\dot{m}c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_4 \frac{T_3}{T_4} - T_1 \frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_4 - T_1) T T_\Sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{T T_\Sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

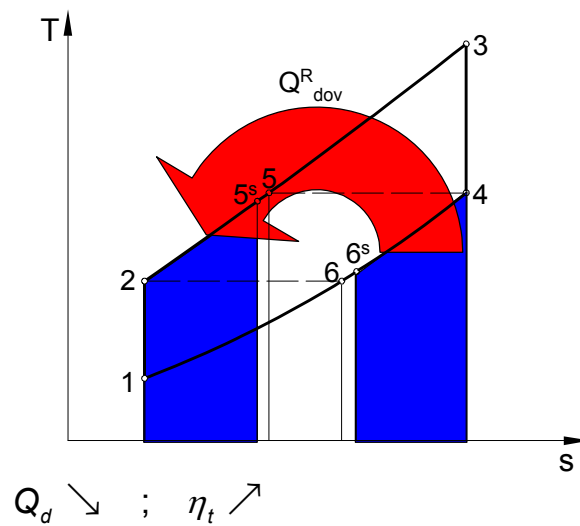


$$\eta_{tr}^{Joule} = 1 - \frac{|Q_{odv,id}| + Q''}{Q_{dov,id} - Q'}$$

$$\eta_{tr}^{Joule} < \eta_{ti}^{Joule}$$

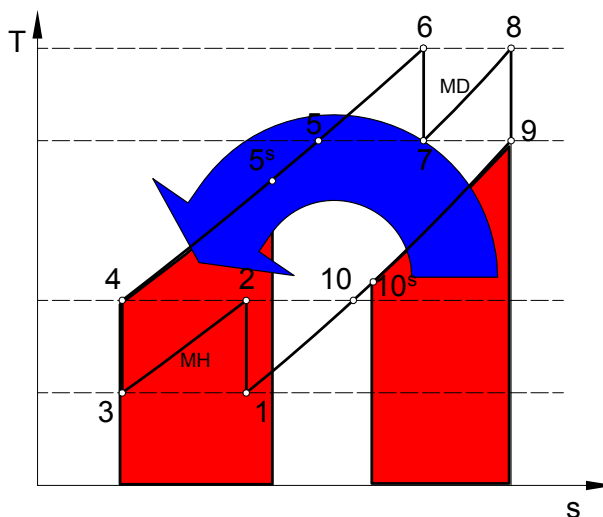
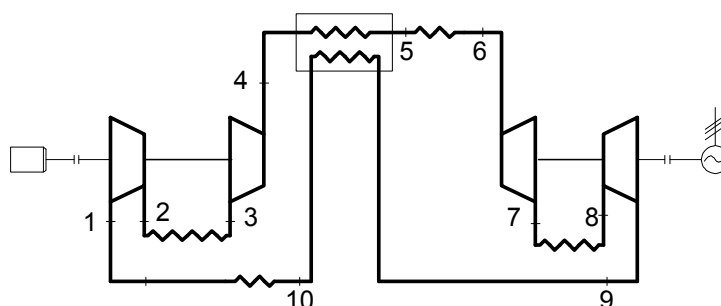
За разлику од Отовог затвореног циклуса, где се користи запремински степен компресије (ε) као основна геометријска карактеристика цилиндра, код гасних турбина се користи укупан степен сабијања $\pi_\Sigma = \pi_U \pi_K$ (једнак производу степена сабијања у уводнику и компресору) као основни параметар циклуса. Такође, у овом циклусу је од изузетног значаја величина температуре на излазу из коморе сагоревања (T_3) с обзиром на достигнути технолошки ниво издржљивости материјала лопатица турбине. Термодинамички степен корисности овог циклуса се може повећати на два начина:

- ### 1. Идеални Joule-ов кружни процес са регенераціјом



$$\eta_t^{J_{regen.}} = 1 - \frac{|\dot{Q}_o|}{\dot{Q}_d} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_{6s} - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_{5s})}$$

2. Идеални Joule–ов циклус са вишеструким експанзијама и компресијама



МН – међухлађење ... MD – међудогревање

Може се извести да је термодинамички најповољније.

$$p_{MD} = p_{MH} = \sqrt{p_{\max} \cdot p_{\min}}$$

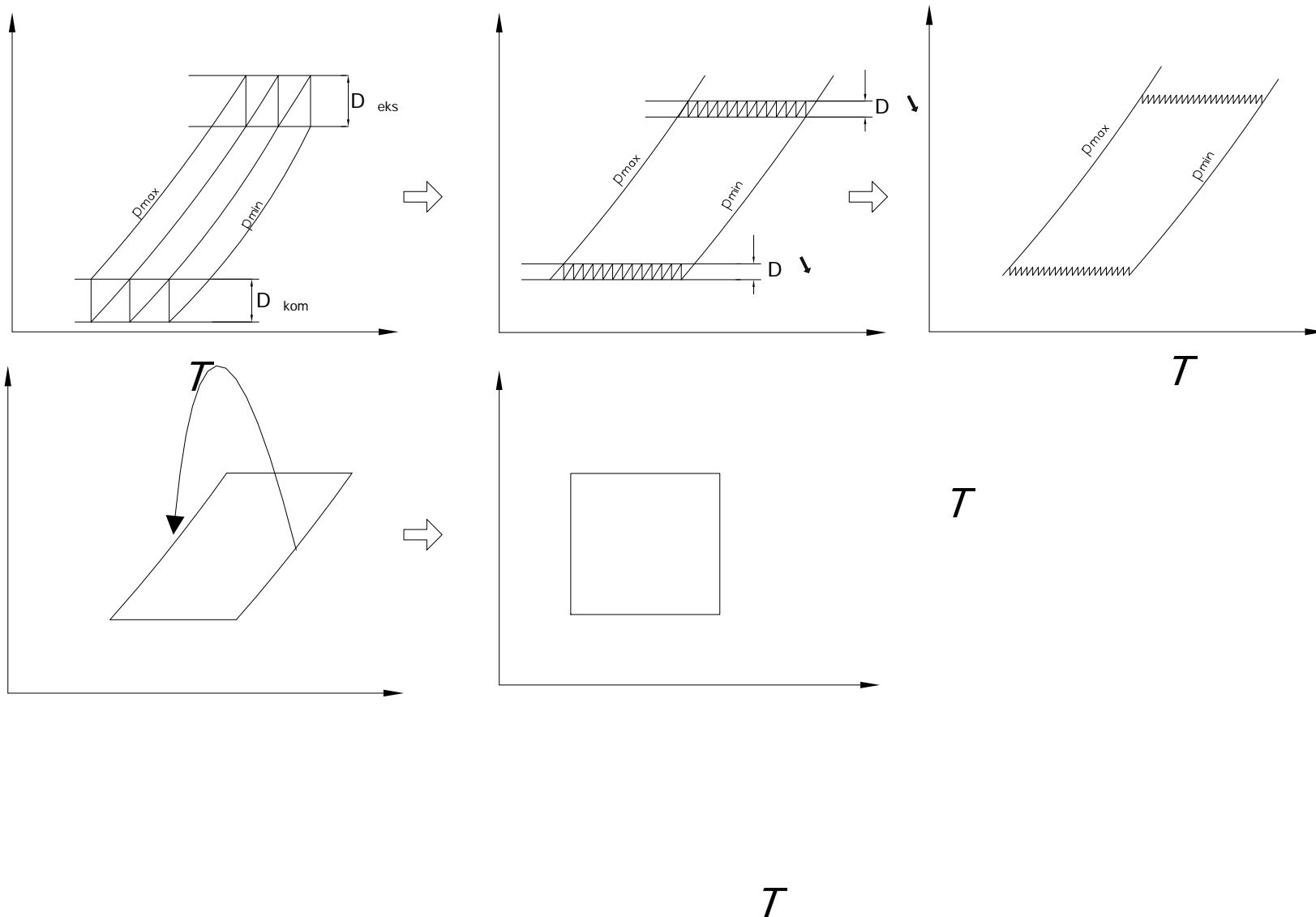
$$\eta_t^{J+reg.+MH+MD} = 1 - \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_d} = 1 - \frac{T_{10^s} - T_1 + T_2 - T_3}{(T_6 - T_{5^s}) + (T_8 - T_7)}$$

А) Регенерацијом (тачније – рекуперацијом) као и

Б) Увођењем вишеструких експанзија (са међудогревањем) и **компресија** (са међухлађењем)

се врши **Карнотизација Џул–овог циклуса**. Ово се популарно назива:

КАРНОТИЗАЦИЈА У 5 СЛИКА



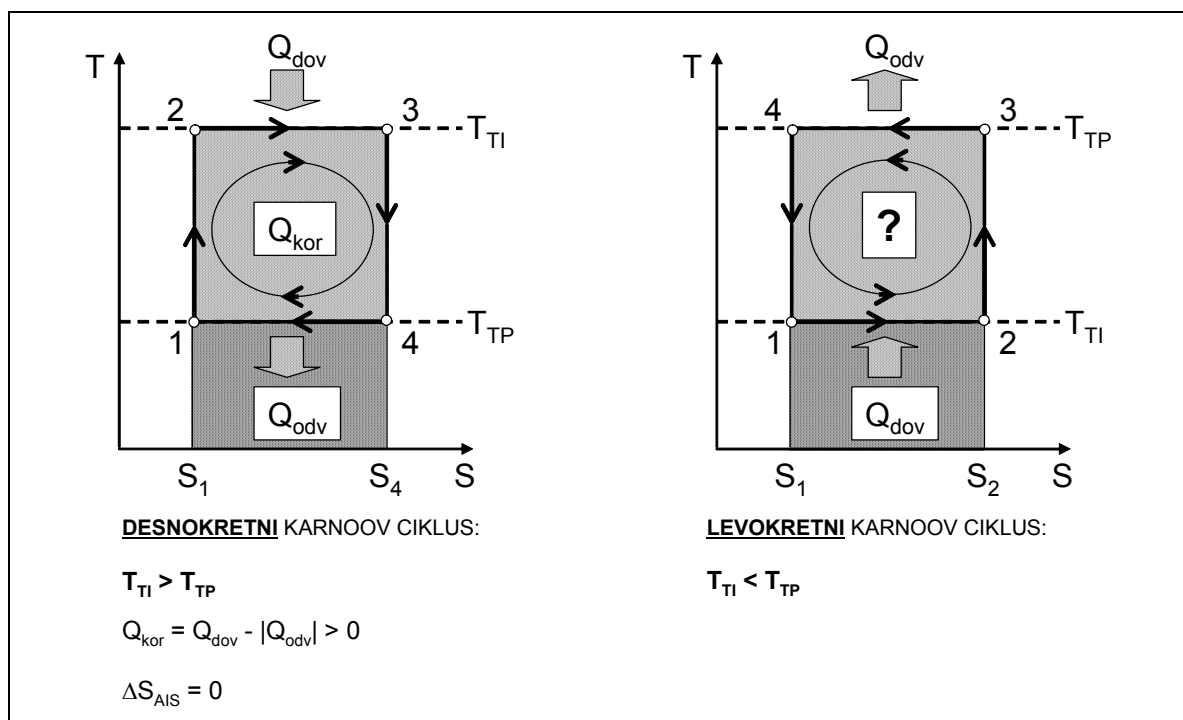
ЛЕВОКРЕТНИ КРУЖНИ ПРОЦЕСИ СА ИДЕАЛНИМ ГАСОМ

УВОД

За топлотне моторе (машине које «дају» рад) је познато: у њима се одвијају **десно-кретни кружни процеси** (у дијаграмима дати као низ процеса у смеру казаљке на сату Количина топлоте, која се у оваквом циклусу доводи, увек је већа од количине топлоте која се одводи и њихова разлика је - користан рад који се предаје околини.

Такође, код топлотних мотора се (глобално) топлота преноси од топлотног извора, на вишој температури - на топлотни понор, на нижој температури. Ово преношење није директно, односно топлотни извор и топлотни понор нису у директном контакту, већ постоји посредник - систем - одн. радна супстанција.

Резултантна последица је расхлађивање одређене групе високотемпературских тела (топлотних извора, нпр. пламена при сагоревању фосилних горива) уз - истовремено загревање друге групе нискотемпературских тела (топлотних понора, најчешће је то околна атмосфера) и при томе, као циљани ефекат, добијање механичког рада, који се у околини може да користи по нахођењу (нпр. кретање аутомобила, авиона, итд.).



Слика 7.1 Деснокретни и левокретни Карноов циклус.

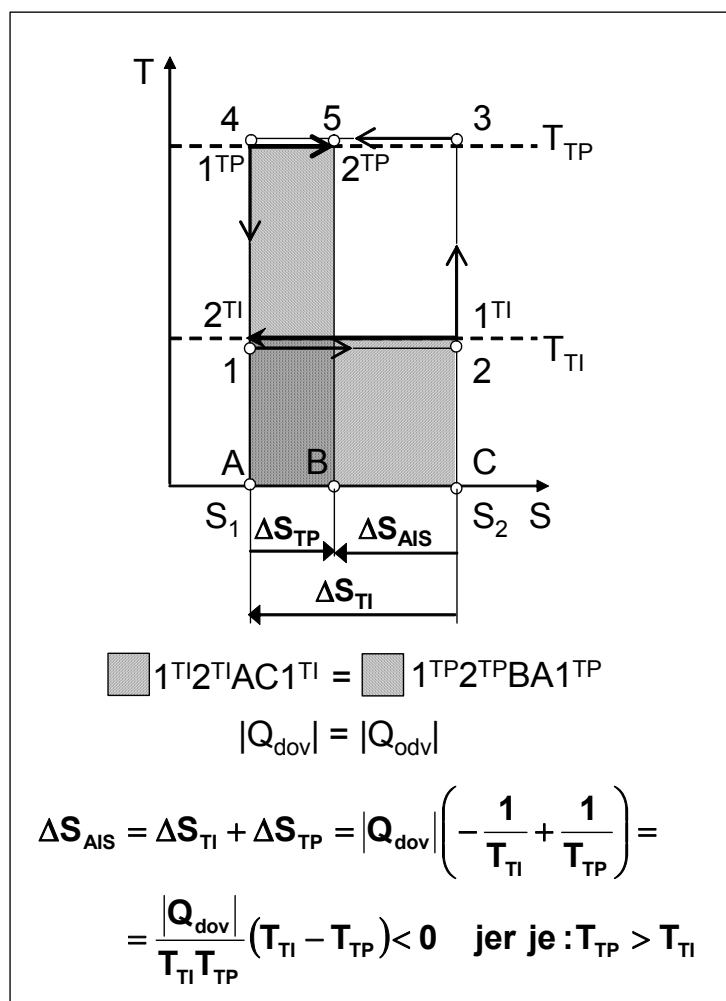
Када се процес одвија у супротном смеру, дакле као **левокретни кружни процес** (у смеру супротном од казаљке на часовнику), читава ситуација се преокреће. Топлота се у том случају (радном телу) доводи од одређене групе нискотемпературских тела (топлотних извора, нпр. ваздух у фрижидеру) и

предаје групи високотемпературских тела (топлотних понора, нпр. ваздух у просторији). Очита је разлика: топлотни извор је тада на нижој, а топлотни понор на вишој температури.

Код левокретних циклуса, дешава се - преношење топлоте са нижег температурског нивоа на виши температурски ниво, процес који, на основу 2. закона термодинамике, сам по себи не може да се обавља. Да би доказали ту тврдњу, и да је при томе задовољен и 2. закон термодинамике - посматраћемо промену ентропије код Карно-овог циклуса, а у разматрање ћемо укључити и топлотни извор и топлотни понор.

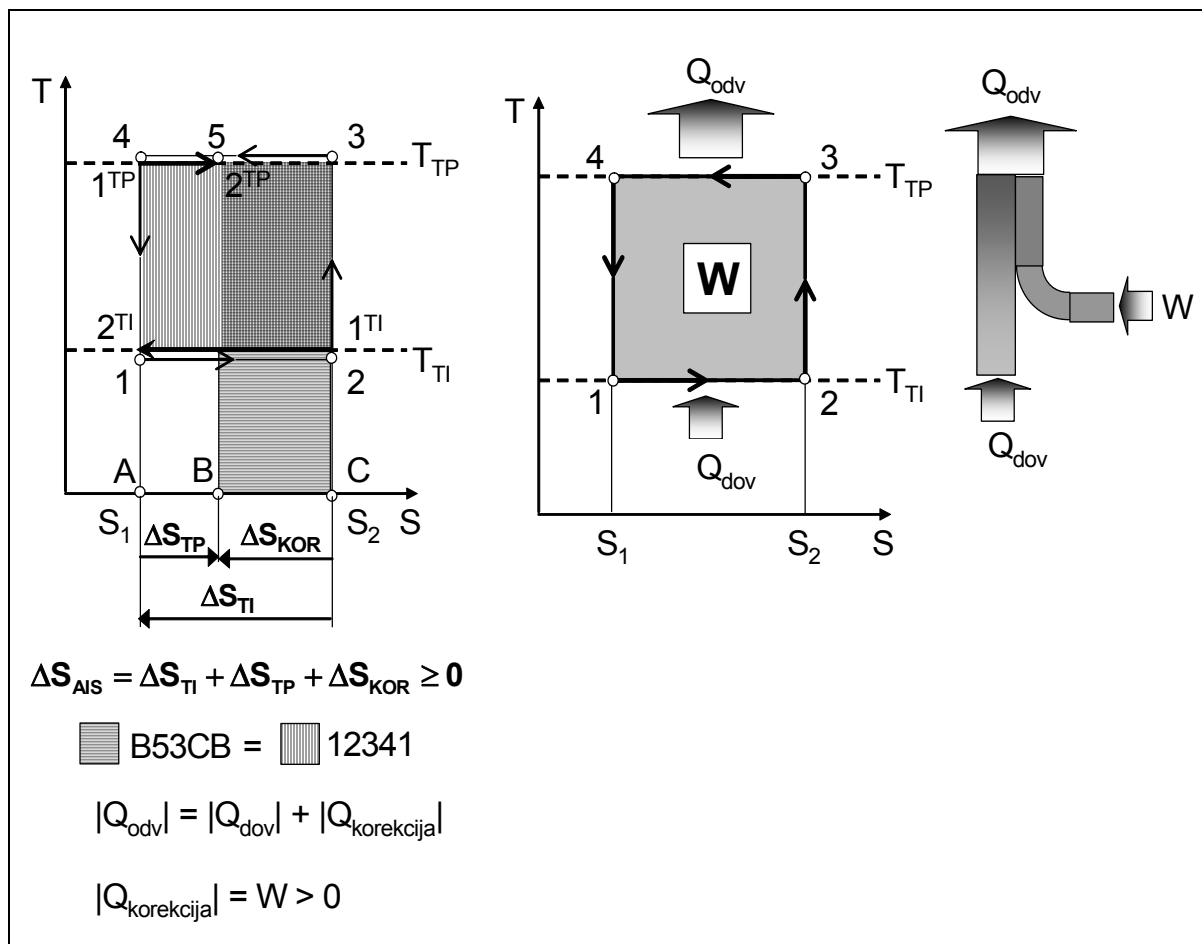
ИДЕЈА О КОМПЕНЗАЦИЈИ

Разматрајмо промену ентропије система за случај када су количине доведене и одведене топлоте по апсолутној вредности исте. Анализа промене ентропије система је дата на слици 7.2. Са слике се јасно види да је у овом случају промена ентропије система мања од нуле што је у супротности са другим законом термодинамике. Ово стога јер је топлотни понор на вишој температури од топлотног извора.



Слика 7.2. Промена ентропије АИС

Да би задовољили 2. принцип термодинамике, треба учинити промену ентропије а.и. система већом од 0, или у крајњем случају = 0. Идеја за ово се састоји у додатном довођењу одређене количине топлоте или рада радној супстанцији да компензира - негативну резултантну промену ентропије адијабатски изолованог система - у том (граничном) случају је учини једнаком нули, што је приказано на слици 7.3.



Слика 7.3 Принцип компензације код левокретних циклуса.

Рад који, као компензација, треба околина да саопшти систему (радној супстанцији) представља разлику одведене и доведене топлоте у циклусу. Следи да је, према енергијском билансу, количина топлоте која се одводи топлотном понору, који је на вишој температури, збир (=) доведеног рада из околине и (+) топлоте доведене од топлотног извора, који је на нижој температури. Ради се о апсолутним вредностима.

Није наодмет да се напомене да у процесу довођења топлоте радно тело све време мора да има нижу температуру од нискотемпературског топлотног извора, и обрнуто, при одвођењу топлоте - вишу температуру од топлотног понора - који је, како је већ наглашено, и иначе на вишој температури од топлотног извора.

УРЕЂАЈИ СА ЛЕВОКРЕТНИМ ЦИКЛУСИМА

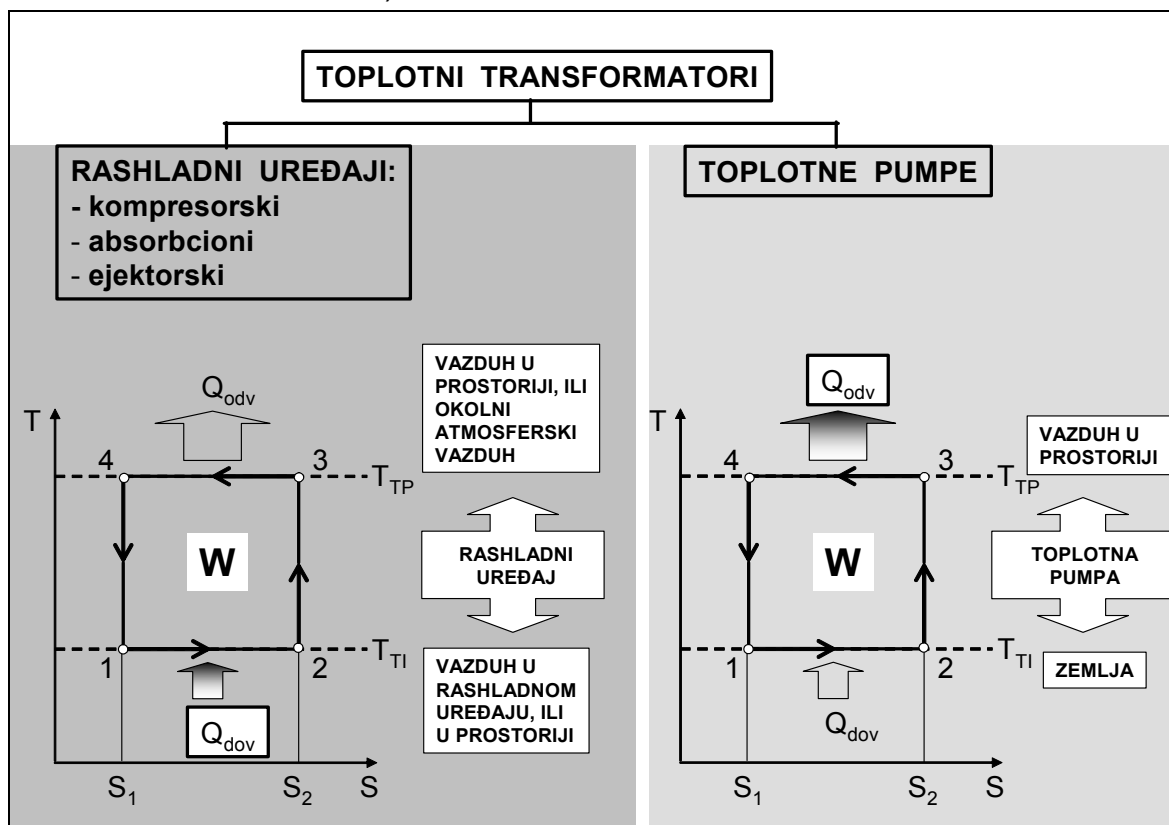
У инжењерској пракси, левокретни циклуси имају велики значај као и деснокретни кружни процеси. При томе се машине у којима се остварују овакви процеси могу да поделе у две групе, односно да се користе за две различите намене (слика 7.4).

Ако се кружни процес користи у сврхе хлађења тј. промене стања хладнијег тела (које у овом случају представља топлотни извор, односно тело од кога се одводи топлота према слици 7.4), таква машина представља **расхладни уређај**.

Овакве машине обављају функцију као *фрижидери, замрзивачи, хладњаче, клима уређаји*, затим разни *индустријски расхладни уређаји* у прехранбеној и другим областима индустрије и примењују се за *хлађење* одређених простора, односно појединих тела или токова неке супстанције, *прављење вештачког леда* итд.

У оваквим уређајима, независно од њихове намене, основни процес представља одвођење топлоте од хладнијег тела (топлотног извора), чија се температура одржава обично на температурама испод температуре околине.

Акценат се такође може ставити на други ("горњи") део циклуса, тј. на то да основни процес представља довођење топлоте топлотном понору - који је на температури вишој од температуре топлотног извора (и истовремено на температури вишој од температуре околине) и примена за сврхе грејања. У том случају реч је о уређају који се назива **топлотна пумпа** (такође и *грејна пумпа* или "дизалица топлоте").



Слика 7.4. Уређаји са левокретним циклусима.

Топлотна пумпа може, исто тако, да се разматра као расхладни уређај код којег је примарна функција грејање просторија топлотом која се одводи из циклуса. А при томе је количина топлоте за грејање, као користан ефекат, знатно већа од утрошеног рада. Ово пружа велике могућности за ефикасну штедњу електричне енергије.

За илустрацију може да послужи пример у коме се упоређују непосредно грејање електричном енергијом (не пример електричном грејалицом) и грејање топлотном пумпом, када се за погон компресора такође користи електрична енергија.

При непосредном електричном грејању, за 1 J топлоте, независно од температуре, треба утрошити практично 1 џул електричне енергије. При грејању помоћу топлотне пумпе, ова количина је знатно мања од једног џула, при чему се са снижавањем температуре топлотног понора и ова количина смањује. Ако је однос температура извора и понора такав да коефицијент грејања износи 2,5 за добијање 1 J топлоте треба утрошити 0,4 J електричне енергије. Следи да су предности добијања топлоте за грејање коришћењем топлотне пумпе и у реалним постројењима очигледне.

Може се поставити питање: зашто се онда топлотне пумпе не користе у већој мери, бар онолико колико се користе други расхладни уређаји, фрижидери и замрзивачи? Одговор мора да се потражи разматрањем свих техничко-економских показатеља који одређују збирне трошкове јединичне количине топлоте за грејање.

Топлотне пумпе су још увек релативно скупе и зато, независно од преимућстава, тако добијена количина топлоте за грејање углавном је скупља од јединице топлоте која се добија, на пример, сагоревањем чврстих, течних или гасовитих горива.

Али, конструкционим усавршавањем, па снижавањем цене и, нарочито, због сталног поскупљења горива, топлотне пумпе представљају врло перспективан начин грејања. Нарочито су при томе интересантни и добијаће све већи значај извори са вишим температурама, као што су геотермални извори, вода загрејана у једноставним соларним уређајима или индустријске и друге отпадне воде. Све више се користе и токови и резервоари подземних вода, и енергија саме земље, чија је температура на дубинама испод 15 m практично непроменљива. Усавршавањем конструкције топлотних пумпи већ је сада омогућено да се иста топлотна машина користи као топлотна пумпа у зимским месецима и као хладњак-климатизер током лета.

За расхладне уређаје (уместо терм.степ.кор.) дефинише се коефицијент хлађења:

$$\varepsilon_h = \frac{Q_{dov}}{W}$$

где је Q_{adv} количина топлоте која се радној супстанцији доводи од топлотног извора који је на нижој температури, а $W > 0$ рад доведен из околине (по једном циклусу).

За топлотне пумпе дефинише се тзв. **коэффициент грејања**:

$$\varepsilon_g = \frac{Q_{adv}}{W} \qquad \varepsilon_g = \frac{|\dot{Q}_0|}{W} = \frac{W + \dot{Q}_d}{W} = 1 + \frac{\dot{Q}_d}{W} = 1 + \varepsilon_h$$

где је са Q_{adv} означена количина топлоте која се током циклуса од радне супстанције одводи топлотном понору (који је на вишој температури од температуре топлотног извора), а $W > 0$, и у овом случају, представља из околине доведени рад.

Ако би расхладна машина и топлотна пумпа радиле по левокретном Карно циклусу (са изотермским топлотним изворима и понорима) на основу сл 7.4 може да се пише:

$$\varepsilon_h^{Karno} = \frac{T_{TI}}{T_{TP} - T_{TI}} \qquad \varepsilon_g^{Karno} = \frac{T_{TP}}{T_{TP} - T_{TI}}$$

Може се уочити да је коэффициент грејања увек већи од нуле (и од један) што је једна од главних предности топлотних пумпи.

Расхладна постројења деле се на две основне групе:

1. Ваздушна расхладна постројења, где је расхладни флуид ваздух, и
2. Парна расхладна постројења, где је расхладни флуид пара различитих супстанци.

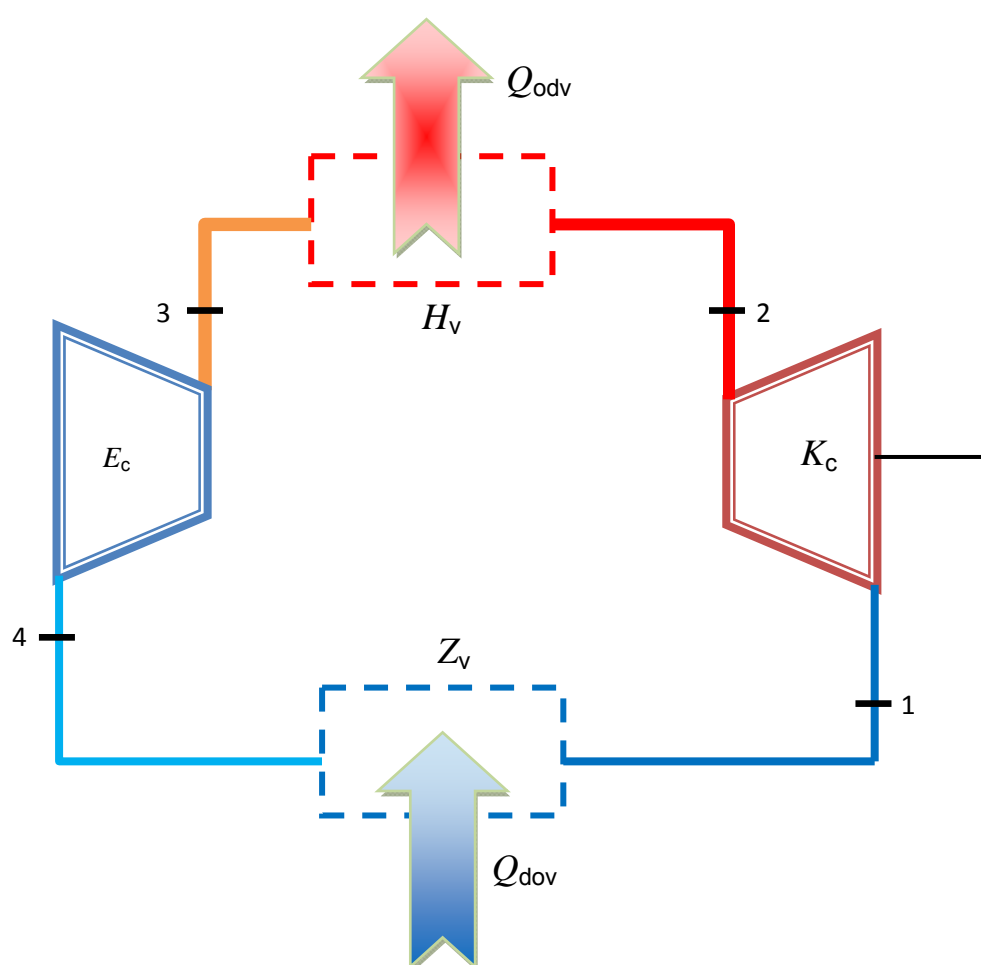
Парна расхладна постројења деле се на:

парне компресорске, парне ејекторске и апсорпционе машине.

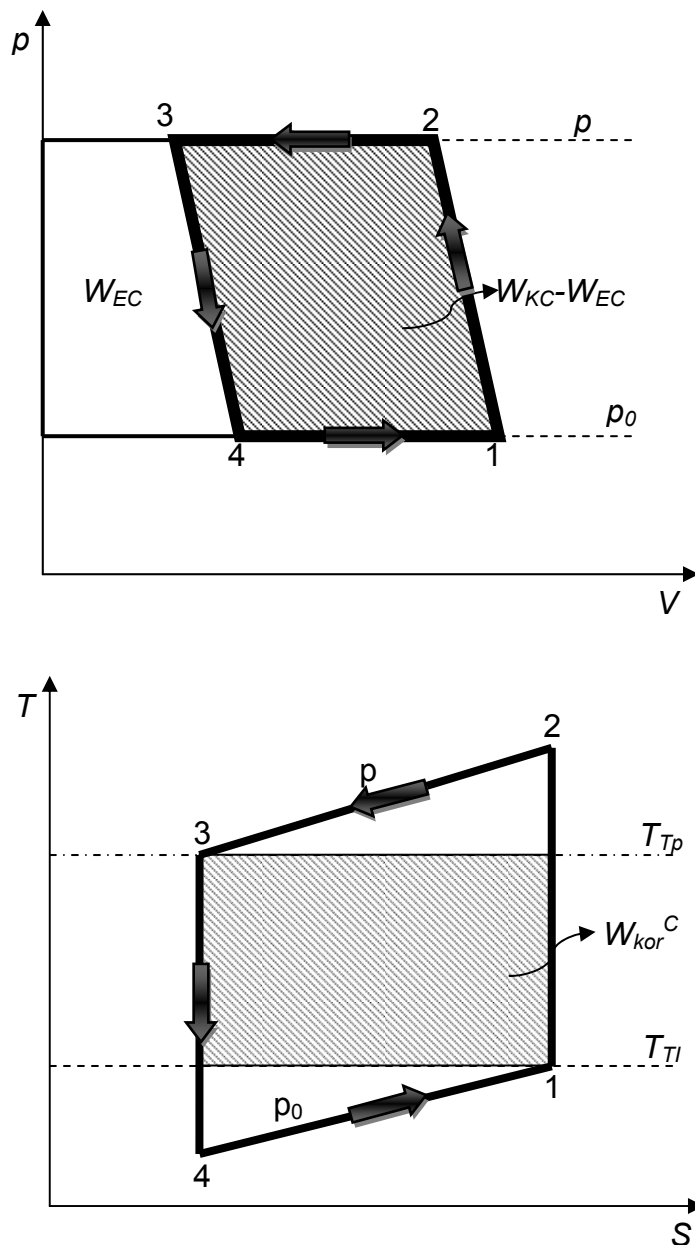
А – Ваздушна расхладна постројења

Првобитно добијање вештачког леда извођено је са ваздушном расхладном машином. Према изразу (*), коэффициент хлађења за Карноов циклус не зависи од природе радног тела, па се из тога може закључити да се као радно тело може узети ваздух који је бесплатан, а има га у неограниченим количинама.

На сл.7.5 дата је шема ваздушне расхладне машине. Ваздух се сабија компресором K_c квазистатички адијабатски (изентропски) од притиска p_o на p (сл.7.6), при чему се радној супстанцији доводи рад W_{KC} . После тога се хлади при $p = idem.$, у хладњаку ваздуха до температуре $T_3 = T_{Tp}$, а онда експандира квазистатички адијабатски (изентропски) до стања 4, при чему се од радне супстанције одводи рад W_{EC} . На крају се ваздух одводи у хлађени објект где му се изобарски предаје топлота одведена из хлађеног објекта (Z_v), процес 4-1.



Слика 7.5 K_c -клипни компресор, H_v -хладњак ваздуха, E_c -експанзиони цилиндар, Z_v -загрејач ваздуха



Слика 7.6

Ваздушна расхладна машина ради по левокретном Џул-овом циклусу. Притисак ваздуха p , код ваздушних расхладних машина није велики, по правилу, не већи од 500 kPa. Изентропском експанзијом ваздуха почетног притиска 500 kPa и $T_3 = 20^\circ\text{C}$ до притиска $p_4 = 100$ kPa температура ваздуха износи $T_4 = -89^\circ\text{C}$.

Сматрајући ваздух идеалним гасом, коефицијент хлађења теоријског циклуса износи

$$\varepsilon_h = \frac{q_{dov}}{w_{kor}} = \frac{q_{41}}{|q_{23}| - q_{41}} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_1 - T_4)}$$

После сређивања добија се

$$\varepsilon_h = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

Коефицијент хлађења ваздушне расхладне машине је по облику сличан са коефицијентом хлађења за Карно-ов циклус. Међутим, за реализацију Карно-овог циклуса са истим изворима топлоте као и за циклус ваздушне расхладне машине тај циклус био би 1,2',3,3'. У том случају коефицијент хлађења за Карно-ов циклус је

$$\varepsilon_c = \frac{T_1}{T_3 - T_1} = \frac{T_{\pi}}{T_{Tp} - T_{\pi}}$$

$$\left. \begin{array}{l} W_{kor}^J > W_{kor}^C \\ Q_{dov}^J < Q_{dov}^C \end{array} \right\} \Rightarrow \varepsilon_h^C > \varepsilon_h^J$$

Из горње анализе јасно је да је коефицијент хлађења ваздушне расхладне машине, због неповратности процеса, знатно мањи од коефицијента хлађења Карно машине са истим изворима топлоте.

Примера ради, ако се узме температура $T_1 = -5^\circ\text{C}$ на крају хлађења, а сабијање се изводи до $p_2 = 500 \text{ kPa}$, температура на крају сабијања износи $T_2 = 145^\circ\text{C}$ температура на крају експанзије $T_4 = -89^\circ\text{C}$ за $p = 100 \text{ kPa}$. У таквим условима коефицијент хлађења ваздушне расхладне машине износи $\varepsilon_h = 2,03$. Коефицијент хлађења по Карно-овом циклусу био би $\varepsilon_c = 10,7$ тј. сса 5,3 пута већи.

Велика разлика у коефицијентима хлађења указује на малу ефикасност ваздушне расхладне машине. Поред тога, влага у ваздуху веома неповољно утиче на рад расхладне машине. влага у експанзионом цилиндру се скупља у облику снега па се због тога компликује његова конструкција.

Исто тако, хлађење ваздушним машинама је неповољно, јер се ту захтевају велике количине ваздуха са великим запреминама. Сва наведена разматрања су урађена под претпоставком да су све промене стања равнотежне (квазистатичке). Појавом турбокомпресора и регенера-цијом топлоте, економичност ваздушних расхладних машина је у последње време порасла и налази све већу примену (нарочито за ниске температуре хлађења).